

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

Bucket Elevator

Student:

Jurášek Aleš

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Aleš Jurášek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Korečkový elevátor**
Bucket Elevator

Zásady pro vypracování:

V rámci zadání zpracujte stručnou rešerši daného tématu. Navrhněte řešení dopravy hlušiny korečkovým elevátorem do výšky 21 m, s dopravním výkonem 120 t/hod. Určete výkon motoru poháněcí stanice včetně potřebných technologických a pevnostních výpočtů. Vypracujte dispoziční sestavný výkres korečkového elevátoru a sestavný výkres jeho poháněcí stanice. Bližší specifikaci provozních podmínek a parametrů určí zadavatel: SE-MI Technology, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

CVEKL, Z. – DRAŽAN, F. *Teoretické základy transportních zařízení*. 1. vyd., Praha: SNTL, 1976. 319 s.
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: ČNI, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český norm. institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. Května 2012

.....

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было́ сже́днано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было́ сже́днано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. května 2012

.....

Plné jméno studenta

Adresa trvalého bydliště: Bolatice, Borová

Okružní 73

747 23

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JURÁŠEK, A. *Korečkový elevátor : Diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, (52) s. Vedoucí práce: Jiří Fries

Diplomová práce se zabývá návrhem řešení dopravy hlušiny řetězovým korečkovým elevátorem s dopravní výškou 19,5 m a výkonem 120t/hod. V úvodní části jde o určení výkonu motoru poháněcí stanice včetně potřebných technologických a pevnostních výpočtů. Dále je provedeno řešení osazení motoru s převodovou skříní na hlavu elevátoru s napínacím mechanismem. Následně je řešeno uložení hnacího hřídele s tažnými ozubenými koly. V další části jde o provedení stoupajících šachet, řešení obložení otěrových ploch proti nadměrnému opotřebení. Na závěr je řešena pata elevátoru s násypkou a s uložení vratných částí tažných řetězů.

JURÁŠEK, A. *Bucket Elevator : Master thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, (52) p. Thesis head: Fries, J.

The master thesis deals with the proposed solution of the rubbish transport by the bucket elevator chain (transport height: 19,5 m, power: 120 t/h). The first part of the thesis deals with the determination of the engine power of the driving station including required technological and strength calculations. In the next part of the thesis, the enshrinement of the engine with gearbox housing on the elevator head with tensioning mechanism is solved. Subsequently, the enshrinement of the drive shaft with a towing gear is designed. The next part of the thesis deals with the accomplishment of riser shafts and the solution of the wear surface lining against an excessive wear. The last part of the thesis deals with the solution of the elevator abutment with the hopper and with the enshrinement of the return parts of the pull chains.

Obsah

Seznam použitého označení.....	8
1 Úvod.....	12
2 Korečkové elevátory	13
2.1 Tažný prvek	14
2.2 Korečky.....	16
2.2.1 Plnění korečku	16
2.2.2 Vyprazdňování korečku	17
2.3 Nosná konstrukce.....	17
2.4 Napínací stanice	17
2.5 Pohon	18
3 Konstrukční řešení korečkového elevátoru	19
3.1 Požadavky zadavatele	19
3.2 Popis řešení korečkového elevátoru.....	19
3.2.1 Hlava elevátoru	19
3.2.2 Otevřená a uzavřená sekce.....	22
3.2.3 Pata elevátoru.....	22
4 Výpočet korečkového elevátoru a jeho částí.....	23
4.1 Výpočet korečkového elevátoru	23
4.1.1 Schéma elevátoru	23
4.1.2 Určení náhradního potřebného průřezu	24
4.1.3 Určení objemu a roztečí korečků	25
4.1.4 Určení velikosti obvodové síly	26
4.1.5 Výpočet hmotnosti tažné větve.....	27
4.1.6 Výpočet potřebného provozního výkonu.....	27
4.1.7 Volba motoru s převodovkou.....	28
4.1.8 Vyprazdňování korečku	29

4.1.9	Volba řetězu poháněcí stanice	31
4.1.10	Návrh hnaného a hnacího ozubeného kola	31
4.2	Pevnostní kontrola namáhaných dílů	34
4.2.1	Výpočet článku tažného řetězu	34
4.2.2	Výpočet rozměrů pera	35
4.2.3	Výpočet hřídele	39
4.2.4	Kontrola ložisek	48
5	Závěr	50
6	Seznam použité literatury	51
7	Přílohy	52

Seznam použitého označení

Značka	Rozměr	Význam
a_h	[mm]	vzdálenost síly od osy ložiska A
b	[mm]	délka korečku
b_h	[mm]	vzdálenost síly od osy ložiska A
b_p	[mm]	šířka pera
b_{p1}	[mm]	šířka pera
b_{p2}	[mm]	šířka pera
c	[mm]	šířka korečku
c_h	[mm]	vzdálenost ložiska A od ložiska B
d_h	[mm]	vzdálenost síly od osy ložiska A
d_{h1}	[mm]	průměr hřídele
d_{h2}	[mm]	průměr hřídele
d_{pp}	[mm]	průměr hřídele
$d_{př}$	[mm]	průměr válečků řetězů poháněcí stanice
d_I	[mm]	průměr hřídele pod perem v průřezu I
d_{II}	[mm]	průměr hřídele pod perem v průřezu II
d_{III}	[mm]	průměr hřídele pod perem v průřezu III
e_h	[mm]	vzdálenost průřezu II od osy ložiska A [mm]
f	[-]	součinitel tření
f_p	[mm]	zkosení hrany pera
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
h_k	[mm]	výška korečku
h_{p1}	[mm]	výška pera
i	[-]	převodový poměr převodovky
i_p	[-]	převodový poměr mezi hnacím a hnaným ozubeným kolem
k_I	[-]	statická bezpečnost v průřezu I
k_{II}	[-]	statická bezpečnost v průřezu II
k_{III}	[-]	statická bezpečnost v průřezu III
k_s	[-]	součinitel statické bezpečnosti
k_ϕ	[-]	součinitel plnění korečků
l_1	[mm]	délka pera

l'_1	[mm]	předběžná délka pera
l_2	[mm]	délka pera
l'_2	[mm]	předběžná délka pera
m_k	[kg]	hmotnost korečku
m_m	[kg]	hmotnost materiálu
m_{oz}	[kg]	hmotnost hnaného ozubeného kola
m_p	[kg]	hmotnost částí tažných prvků
m_r	[kg]	hmotnost řetězů
m_t	[kg]	celková hmotnost tažné větve
m_{toz}	[kg]	hmotnost tažného ozubeného kola
n_k	[ks]	počet současně hrabajících korečků
n_{kp}	[ks]	počet současně plných korečků
n_a	[ot · min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n_{ko}	[ks]	počet korečků
p	[m]	vzdálenost pólu P od středu S
p_1	[MPa]	tlak působící na pero v hřídeli
p_2	[MPa]	tlak působící na pero v náboji
p_{pD}	[MPa]	dovolený tlak materiálu působící na pero v náboji
$p_{\dot{r}}$	[mm]	rozteč válečků řetězů poháněcí stanice
r_1	[mm]	poloměr zaoblení drážky pro pero
r_2	[mm]	poloměr zaoblení drážky pro pero
s	[m]	dráha hrabání korečků
t	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
t_1	[mm]	hloubka drážky v náboji
t_2	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
t_3	[mm]	hloubka drážky v náboji
t_k	[m]	rozteč korečků
v	[m · s ⁻¹]	dopravní rychlost
w	[-]	měrný pohybový odpor dopravníku
z_1	[-]	počet zubů hnacího ozubeného kola
z_2	[-]	počet zubů hnaného ozubeného kola
A_h	[J · Kg ⁻¹]	měrná hrabací práce
C	[N]	dynamická únosnost ložiska

C_0	[N]	statická únosnost ložiska
D_{p1}	[mm]	roztečná kružnice hnacího ozubeného kola
D_{p2}	[mm]	roztečná kružnice hnaného ozubeného kola
D_{a1}	[mm]	hlavová kružnice hnacího ozubeného kola
D_{a2}	[mm]	hlavová kružnice hnaného ozubeného kola
D_b	[mm]	průměr řetězového kola
F	[N]	obvodový síla
F_1	[N]	zatěžovací síla
F_c	[N]	celková zatěžovací síla na hřídel
F_r	[N]	síla působící v hnaném ozubeném kole
F_{aA}	[N]	axiální síla v ložisku A
F_{rA}	[N]	radiální síla v ložisku A
F_r	[N]	síla působící v hnaném ozubeném kole
F_t	[N]	síla působící v tažném ozubeném kole
F_p	[N]	síla pro překonání dopravní výšky
F_{p1}	[N]	síla působící na pero v náboji
F_{p2}	[N]	síla působící na pero
M_{kh}	[N·m]	krouticí moment hřídele
M_{kp}	[N·m]	výstupní krouticí moment převodovky
M_{kp1}	[N·m]	potřebný krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky
M_{oI}	[N·m]	ohybový moment v místě I
M_{oII}	[N·m]	ohybový moment v místě II
M_{oIII}	[N·m]	ohybový moment v místě III
H	[m]	dopravní výška
O	[m]	osová vzdálenost
P	[kW]	potřebný provozní výkon pohonu
P_r	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska A
Q	[t · h ⁻¹]	dopravované množství
R_A	[N]	reakce v ložisku A
R_B	[N]	reakce v ložisku B
R_1	[m]	vzdálenost od středu S k vnitřní straně korečku
R_2	[m]	vzdálenost od středu S k vnější straně korečku
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu

R_p	[mm]	poloměr zaoblení pera
R_{p1}	[mm]	poloměr zaoblení drážky
R_T	[m]	vzdálenost od středu S k těžišti materiálu v korečku
S_c	[m ²]	obsah průřezu řetězovým okem
S_p	[m ²]	potřebný průřez
V_k	[m ³]	objem korečků
W_{oII}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu na místě II
W_{oIII}	[mm ³]	průřezový modul v ohybu na místě III
W_{kI}	[mm ³]	průřezový modul v krutu na místě I
W_{kII}	[mm ³]	průřezový modul v krutu na místě II
W_{kIII}	[mm ³]	průřezový modul v krutu na místě III
a_{kI}	[–]	tvarový součinitel hřídele s drážkou pro pero namáhaný krutem
a_{kII}	[–]	tvarový součinitel hřídele s drážkou pro pero namáhaný krutem
a_{oII}	[–]	tvarový součinitel hřídele s drážkou pro pero namáhaný ohybem
ε	[°]	úhel sklonu
η	[–]	účinnost poháněcí stanice
η_{\max}	[–]	max. účinnost poháněcí stanice
ρ_v	[kg · m ⁻³]	objemová hmotnost dopravovaného materiálu
σ_{oI}	[MPa]	ohybové napětí v průřezu I
σ_{oII}	[MPa]	ohybové napětí v průřezu II
σ_{oIII}	[MPa]	ohybové napětí v průřezu III
σ_{redII}	[MPa]	redukované napětí v průřezu II
σ_{redIII}	[MPa]	redukované napětí v průřezu III
τ_{kI}	[MPa]	napětí v krutu na průřezu I
τ_{kII}	[MPa]	napětí v krutu na průřezu II
τ_{kIII}	[MPa]	napětí v krutu na průřezu III
ω	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem šikmého řetězového korečkového elevátoru, který dopravuje hlušinu do výšky 19,5 m. Hlava elevátoru musí, být navržena jako pohyblivá kvůli napínání řetězu. S předběžného výpočtu korečkového elevátoru se vypočítají potřebné hodnoty ke zvolení motoru s převodovkou. Dále bude provedena kontrola namáhaných součástí a ložisek. Konstrukce korečkového elevátoru byla navržena dle požadavku zadavatele.

Cíle diplomové práce:

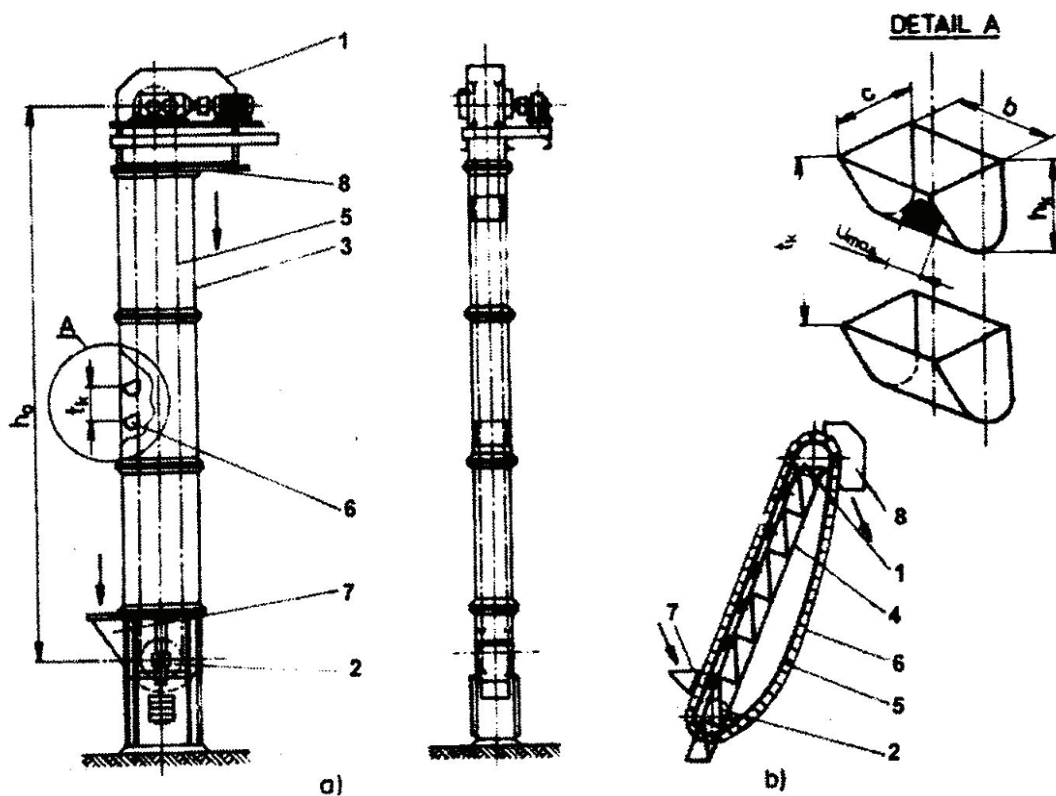
S ohledem na splnění zadání diplomové práce byly vytyčeny následující cíle:

- 1) Stručná rešerše k danému tématu
- 2) Konstrukční návrh korečkového elevátoru
- 3) Určení výkonu poháněcí stanice včetně potřebných technologických a pevnostních výpočtů
- 4) Vypracování sestavy korečkového elevátoru
- 5) Sestavný výkres poháněcí stanice

2 Korečkové elevátory

Korečkové elevátory jsou mechanické dopravníky přepravující materiál v korečkách. Korečky jsou upevněny pevně (nevýkyvně) na tažném orgánu. Tažným prostředkem může být pás (pryžový, PVC, pletivový), sponový nebo článkový řetěz anebo lano. Korečkové elevátory jsou vhodné pro dopravu materiálů jemnozrnných a drobně kusovitých se sypným úhlem 15 až 60°. Při dopravě abrazivních materiálů se použije jako tažného prostředku řetězu. Dopravní rychlosti řetězových elevátorů jsou od 0,315 do 1,6 ms⁻¹, u pásových dosahují až 3,5 ms⁻¹. Dpravované množství může u pásových elevátorů být až 70 m³ h⁻¹, u řetězových až 150 m³ h⁻¹. Špičkové elevátory dopraví i několik set m³ h⁻¹ materiálu. Pásové elevátory mohou dopravovat materiál až do výšky 30 m, řetězové až do 90 m. Dopravní výška je omezena prokluzem tažného prostředku na hnacím bubnu nebo pevností řetězu u řetězových elevátorů. Z hlediska prostorového uspořádání mohou být elevátory svislé (**obr. 2.1a**) nebo šikmé (**obr. 2.1b**) o sklonu 60° až 90°. Uspořádání korečků může být přetržité (**obr. 2.1a**) nebo nepřetržité (**obr. 2.1b**). Základní části korečkového elevátoru jsou vyznačeny na (**obr. 2.1a**). [1]

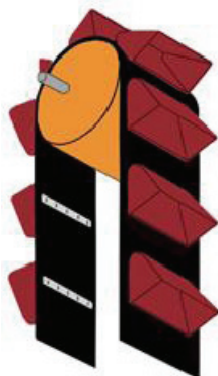
Hlavní části korečkového elevátoru (**obr. 2.1**) tvoří poháněcí (1), vratná stanice s napínáním (2), šachta (u šikmých dopravníků nosná konstrukce) (3), tažný prvek (5), koreček (6), násypka (7) a výsypka (8). [2]



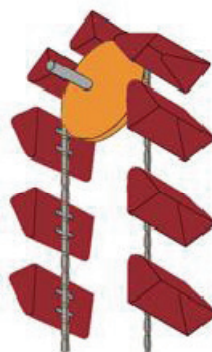
Obrázek 2.1 – Hlavní části korečkového elevátoru [2]

2.1 Tažný prvek

Tažné prvky mohou být řetězy (**obr. 2.2**) nebo dopravní pásy (**obr. 2.3**)



Obrázek 2.2 - Dopravní pás [2]



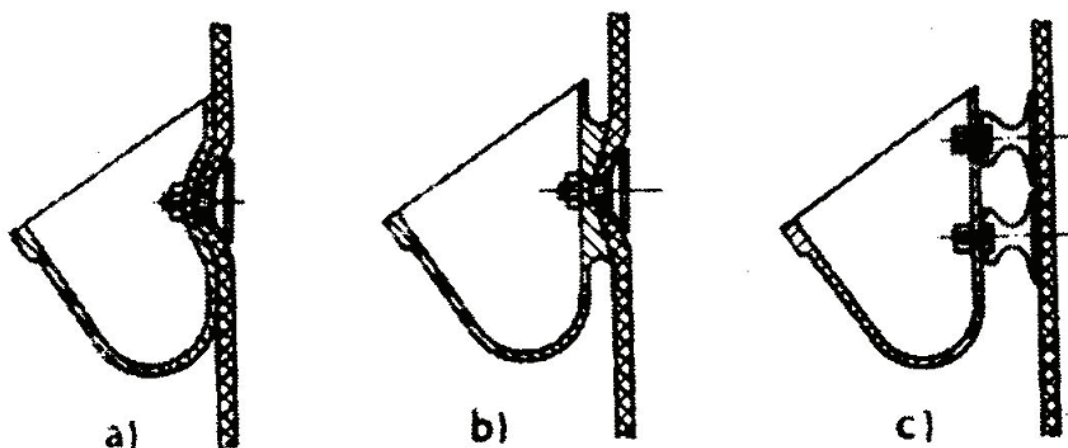
Obrázek 2.3 – Dopravní řetěz [2]

- **Dopravní pásy:**

Pásy korečkových elevátorů mohou být pryžové dle ČSN 26 0381, polyvinylchloridové dle ČSN 26 0382, tkané dle ČNS 80 4751 nebo pletivové. Normalizované šířky pásů jsou stanoveny ČNS 26 0030. Nejčastěji se používá pásů pryžových jako pro pásové dopravníky. Tyto pásy mohou mít vložky textilní, z umělých vláken nebo ocelových lan. Vložky z ocelových lan snižují pronikavě prodloužení pásu účinkem sil, a tím potřebný zdvih napínacího ústrojí. Pryžové pásy mohou být vystaveny teplotám do 80°C, ve speciálním provedení až do 130° C. [1]

V chemickém, potravinářském, farmaceutickém průmyslu apod. se uplatňují pásy s krycími vrstvami nebo celé z PVC. Ve speciálních případech, kde se vyskytuje silné mechanické, tepelné nebo chemické namáhání, se používají pletivové pásy. Při průměru drátu, z něhož jsou pásy zhotoveny, 1,0 až 5,0mm a jeho pevnosti v tahu 500 až 750 MPa, bývá pevnost pásů 3,0 až 19,0 kN na 1 cm šířky pásu. [1]

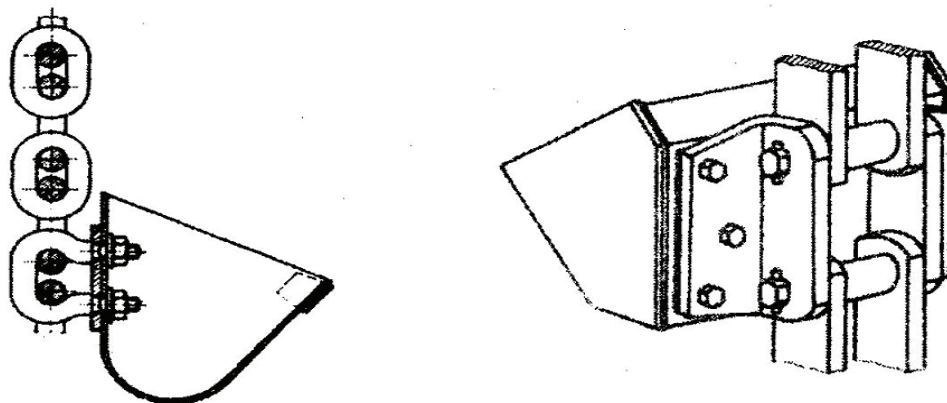
Korečky se na pás upevní šrouby se zvětšenou kuželovou hlavou (**obr. 2.4a**), popřípadě použitím vhodných podložek. Zadní stěna korečku bývá buď prolisována (**obr. 2.4a**), nebo jinak upravena (**obr. 2.4b**), aby se zajistil náležitý styk pásu s bubny a nedocházelo k utrhávání korečků. Otvory pro upevňovací šrouby snižují pevnost pásu. Upevní-li se korečky na pás pomocí pryžových úchytů se zavulkanizovanými šrouby, které se na pás lepí studeným procesem (**obr. 2.4c**), pak se nosný průřez pásu nezmenší.[1]



Obrázek 2.4 – Upevnění korečku šrouby k dopravnímu pásu [2]

- **Dopravní řetěz**

Řetězů jako tažného orgánu se použije v případech, kdy se dopravuje abrazivní materiál, materiál o vysoké teplotě nebo při značné dopravní výšce. Používá se řetězů: článkových podle ČNS 02 3211 tepelně zpracovaných pro zvýšení odolnosti proti otěru, popřípadě řetězů s vysokou pevností (až 850 Mpa), sponových transportních podle ČNS 26 0401, popřípadě sponových zvedacích Gallových, měrný tlak v kloubech nemá překročit 20 Mpa nebo Ewartových, nekladou-li se na tažný řetěz žádné zvláštní nároky. Při použití Gallových řetězů nemá dopravní rychlost překročit $0,2 \text{ ms}^{-1}$. Korečky mohou být zavěšeny na jedné nebo dvou větvích řetězu, v druhém případě mohou být zavěšeny na zadních nebo na bočních stěnách. Příklady závěsů jsou na (**obr. 2.5**). U článkových řetězů se používá, z důvodů stability korečku, závěsu korečku na dvou větvích. U sponových řetězů se používá centrálního zavěšení korečku i při jejich značných šířkách (až do 630 mm). Vzhledem k dynamickému zatížení řetězů následkem kinematických poměrů na hnacím řetězovém kole je účelné používat menších roztečí řetězů. [1,2]

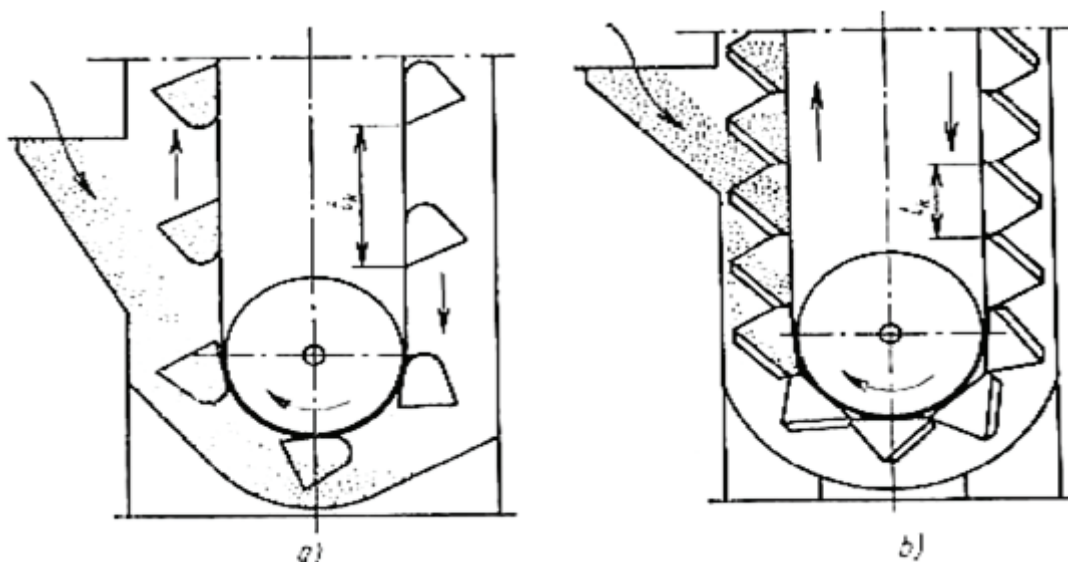


Obrázek 2.5 – upevnění korečku k řetězům [2]

2.2 Korečky

Tvar a materiál korečků závisí na dopravovaném materiálu. Korečky se vyrábějí převážně z ocelového plechu tloušťky 1 až 8 mm lisováním a svařováním. Ve speciálních případech bývají lité z různých slitin. Je-li třeba, je možno jejich povrch upravit pozinkováním, fosfátováním, povlakem z pryže nebo plastu apod. Obsah korečků je od 0,63 do 80 l, výjimečně až do 150 i více litrů. Šířky korečků jsou 80 až 1 000 mm. Při větších šířkách je nutno přední stěnu vyztužit příčkou. Horní okraj přední stěny bývá, a to zejména u zařízení pro dopravu abrazivních materiálů, zesílen lemováním z ploché oceli. Korečky pro dopravu praných materiálů (prané uhlí, šterk, řepa) jsou děrované, aby z nich mohla vytékat voda. Z hlediska rozteče korečků může jejich uspořádání být: [1]

- přetržité (velká rozteč korečků – **obr. 2.6a**)
- nepřetržité (malá rozteč korečků – **obr. 2.6b**).



Obrázek 2.6 – Rozteč korečku a způsob jejich plnění [2]

2.2.1 Plnění korečku

Přidávání materiálů do korečků a jejich rovnoměrné plnění je pro správnou funkci elevátoru velmi důležité. Nesmí docházet k přeplňování korečků a přiváděcí rychlost materiálu má být malá. Korečky se mohou plnit: [1]

- nasypáváním (**obr. 2.6b**)
- hrabáním (**obr. 2.6a**)
- kombinovaným způsobem

2.2.2 Vyprazdňování korečku

- Odstředivé vyprazdňování
 - vhodné pro materiály, které i při změně zrnitosti a vlhkosti zachovávají sypaný úhel. Polohu korečků, při níž začíná vyprazdňování, je určena úhlem. V této poloze jsou vertikální složka odstředivé síly a tíhová síla v rovnováze. [1]
- Gravitační vyprazdňování
 - Řízené gravitační vyprazdňování je vhodné pro těžké materiály v případech, kdy si požadavek velkého dopravovaného množství vynutil uspořádání korečků s malou roztečí. Korečky mívají bočnice, které zabraňují pádu materiálu po stranách do šachty. [1]

2.3 Nosná konstrukce

Elevátor může být otevřený (**obr. 2.1b**) nebo uzavřený (krytý) (**obr. 2.1a**). V prvním případě tvoří nosnou část elevátoru zpravidla ocelová konstrukce, většinou příhradová. U uzavřených elevátorů tvoří nosnou konstrukci obvykle šachta elevátoru. Ta je buď společná pro obě větve tažného orgánu s korečky, nebo samostatná pro každou větev. Šachta buď stojí a je zakotvena na patě, nebo je zavěšena na hlavě elevátoru. Vzhledem ke značným délkám nosných konstrukcí je nutno pamatovat na jejich tepelnou dilataci a uložení elevátoru řešit jako staticky určité. [1]

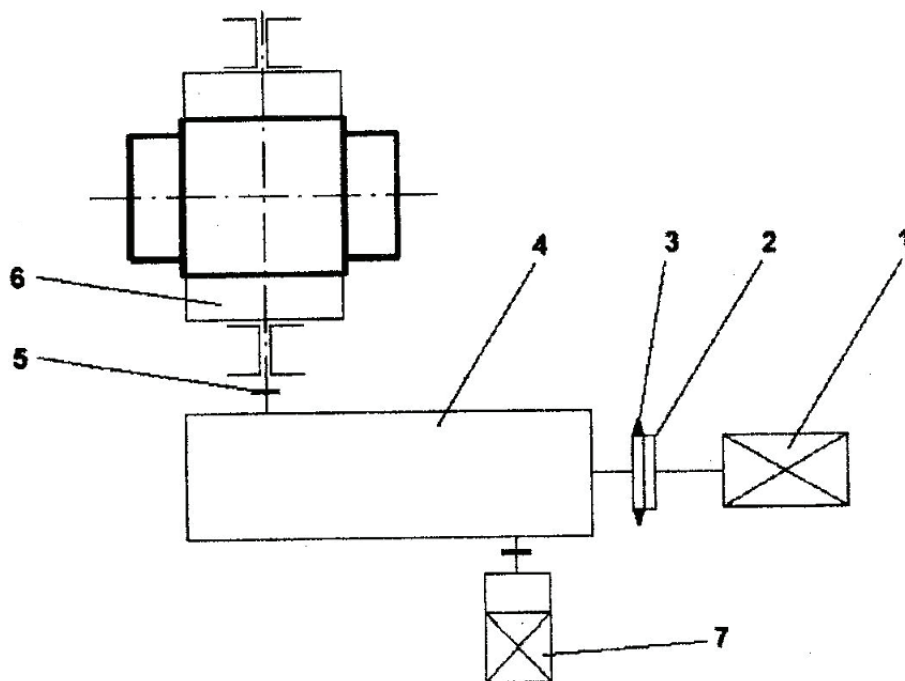
2.4 Napínací stanice

Napnutí tažného orgánu, potřebné pro přenos sil na hnacím bubnu, nebo správný záběr řetězových kol s tažnými řetězy, vyvozuje tíha součástí vratné stanice zavěšených na tažném orgánu. Nestačí-li tento účinek, zvětší se přidavnými závažími nebo se tažný orgán napne pomocí šroubů. Potřebný zdvih je 200 až 500 mm nebo u řetězů minimálně 2 rozteče řetězu. Velikost napínací síly je řetězových elevátorů s nuceným zdvihem 500 až 2000 N. U elevátorů s přenosem sil třením určují minimální předpětí podmínky přenosu sil mezi bubnem a tažným orgánem. [1]

2.5 Pohon

Pohon je umístěn v hlavě elevátoru. Pro menší výkony (do 10 až 12 kW) se používá převodových motorů. U větších pohonů se dnes používá převodovek s dutým výstupním hřídelem, který je navlečen na hřídel hnacího bubnu nebo řetězového kola a tvoří současně pevný závěs převodovky. Druhý závěs je pružný a zachycuje momenty působící na převodovku. Pohon tohoto typu je na (obr. 2.7). Hnací motor je i při velkých výkonech s kotvou nakrátko. Snadný rozběh i zatíženého elevátoru umožňuje hydrodynamická spojka. Pro pomalý chod elevátoru při revizích, opravách apod. je na prvním předlohovém hřídeli převodovky malý pomocný motor dimenzovaný pouze ne překonání odporů prázdného dopravníku. Na též hřídeli je i válečková zdrž zabráňující zpětnému chodu dopravníků účinkem tíhy materiálu v zatížené větvi při vypnutí pohonu. Stále častěji se vyskytují řetězové elevátory, zejména velkých výkonů, které mají hnací řetězová kola hladká, bez ozubení. Přenos hnací síly třením jako u pásových elevátorů je umožněn značnou tíhou větví tažného řetězu s korečky. Výhodou tohoto uspořádání je rovnoměrné opotřebení věnce hnacího kola. Věnc bývá segmentový a jednotlivé segmenty jsou snadno vyměnitelné. [1]

Části poháněcí stanice (obr. 2.7) tvoří elektromotor (1), pružná (rozběhová) spojka (2), brzda (3), převodovka (4), pevná spojka (5), hnací buben (6), pohon pro revizní jízdu (7). [2]



Obrázek 2.7 – Schéma poháněcí stanice korečkového [2]

3 Konstrukční řešení korečkového elevátoru

3.1 Požadavky zadavatele

Korečkový elevátor (**obr. 3.1**) má vyvážet hlušinu s malým procentem vody. Pro konstrukční řešení korečkového elevátoru se vycházelo s daných požadavků, které byly předem zadány.

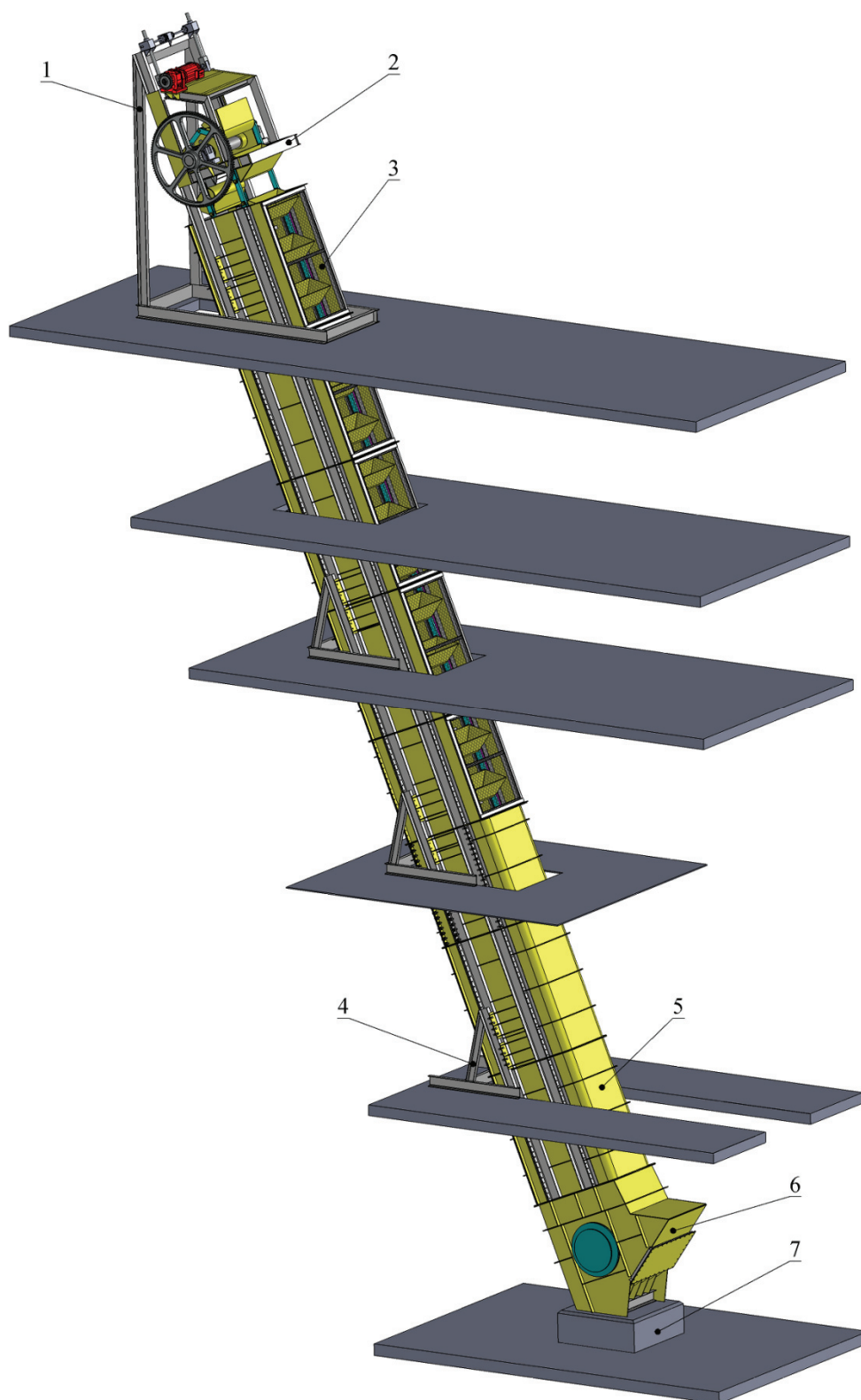
- Motor a převodovka od firmy SEW
- Napínání řetězu od firmy UNIMEC
- Maximální váha jednotlivých montážních celků 6000 Kg
- Montovaná konstrukce
- Materiál ocel 11 375
- Otěrové plochy konstrukce vyloženy materiálem HARDOX
- Vratná část vyložená gumovým pásem
- Dno korečku děrované pro odvod vody

3.2 Popis řešení korečkového elevátoru

Korečkový elevátor (**obr. 3.1**) se skládá z několika hlavních částí, jsou to hlava elevátoru (**poz.1**), otevřená (**poz.3**) a uzavřená (**poz.5**) sekce, řetěz s korečky a paty elevátoru (**poz.6**).

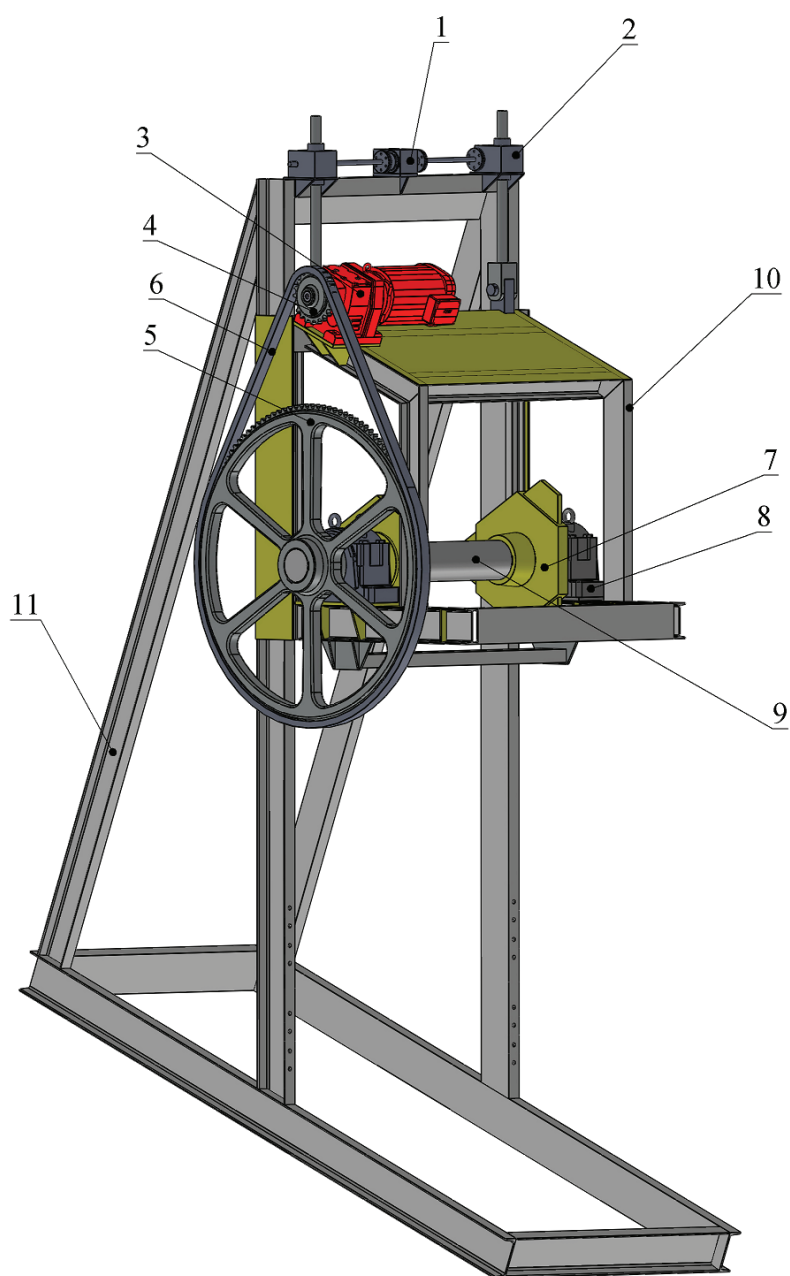
3.2.1 Hlava elevátoru

V hlavě elevátoru (**obr. 3.2**) je uložen napínací systém ze zdvižných převodovek (**poz.2**) a centrální ovládací převodovkou (**poz.1**). Dále motor s převodovkou (**poz.3**), který přes řetězové soukolí přenáší krouticí moment na hřídel (**poz.9**). Hřídel je uložena v ložiskových domcích (**poz.8**). Na hřídeli jsou nasazeny tažné ozubené kola (**poz.7**), které jsou zajištěny proti pootočení pery. Tažné ozubené kolo nám zajišťuje tah řetězu s korečky směrem vzhůru.



Obrázek 3.1 – Model korečkový elevátor

Části korečkového elevátoru (**obr. 3.1**) tvoří hlava elevátoru (1), pohyblivá část hlavy elevátoru (2), otevřená sekce (3), podpěra elevátoru (4), uzavřená sekce (5), pata elevátoru (6), podstava elevátoru (7).



Obrázek 3.2 – Model hlavy elevátoru

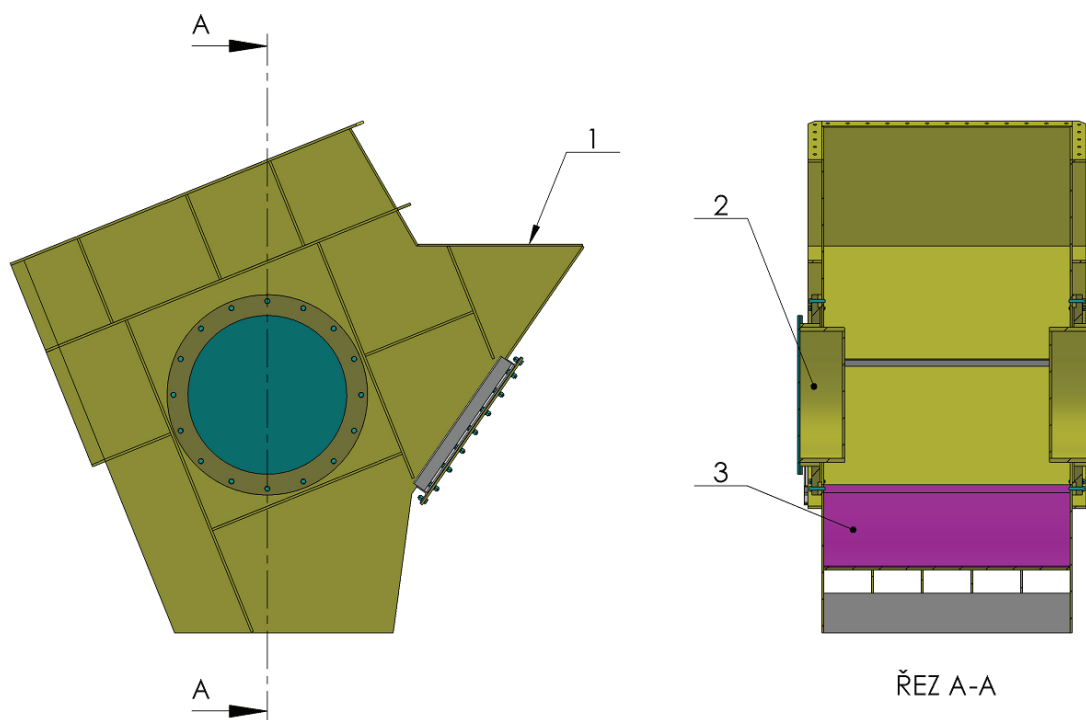
Části hlavy elevátoru (**obr. 3.2**) tvoří ovládací převodovka [10,11] (1), zdvižná převodovka (2), motor s převodovkou (3), hnací ozubené kolo (4), hnané ozubené kolo (5), řetěz (6), tažné ozubené kolo (7), ložiskový domek (8), hřídel (9), pohyblivá část hlavy elevátoru (10), hlava elevátoru (11).

3.2.2 Otevřená a uzavřená sekce

Sekce jsou z důvodu vysoké výšky podlaží rozděleny do dvou velikostí. Výška delší sekce je 2 500 mm a kratší sekce 2 000 mm. Pro snadnější manipulaci je sekce rozdělena na tři části, vodící, přední a zadní kryt, které jsou k sobě přimontovány. V horní části elevátoru (**obr. 3.1**) je přední kryt sekce otevřen (**poz.3**), zabezpečena pouze pletivem. Spodní sekce (**poz.5**) jsou zcela uzavřeny. Po celé výšce zadního krytu je přilepený plát gumy pro utěsnění a ochranu. Vodící části sekce jsou vyloženy hardoxem (tvrdokovem) kvůli tření tažného řetězu o vodící plochy.

3.2.3 Pata elevátoru

V patě elevátoru (**obr. 3.3**) je z přední části násypka (**poz.1**) a z boku přišroubován vratný segment (**poz.2**). Dno a zadní část paty je vyloženo hardoxem (tvrdokovem) (**poz.3**) kvůli otěru. Pata elevátoru je usazena na vyvýšeném betonovém podstavci.



Obrázek 3.3 – Pata elevátoru

Části paty elevátoru (**obr 3.3**) tvoří násypka (1), vratný segment (2), hardox (3).

4 Výpočet korečkového elevátoru a jeho částí

4.1 Výpočet korečkového elevátoru

Výpočet byl proveden dle skript [2]:

Zadané parametry:

Dopravované množství $Q = 120 \text{ t/hod}$

Měrná hmotnost $\rho_v = 1500 \text{ kg/m}^3$

Dopravovaný materiál – Hlušina 0-40mm

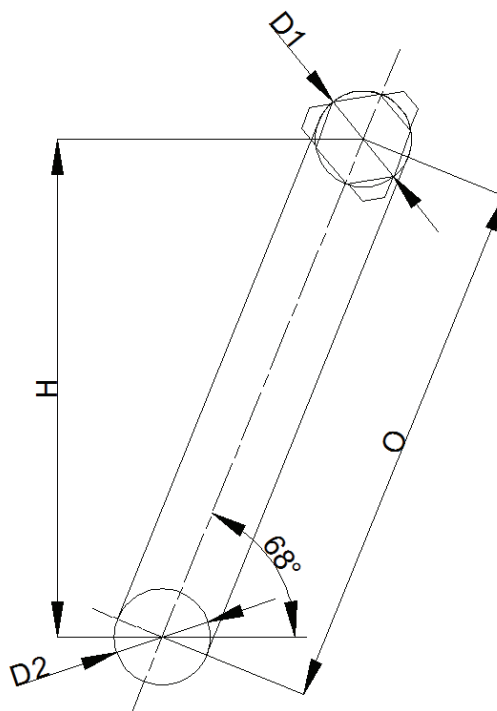
Sklon korečkového elevátoru $\varepsilon = 68^\circ$

Osová vzdálenost $O = 21 \text{ m}$

Tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Objem korečku $V_k = 174,3 \text{ dm}^3 = 0,1743 \text{ m}^3$

4.1.1 Schéma elevátoru



Obrázek 4.1 Schéma elevátoru

$$D_1 = 680 \text{ mm}$$

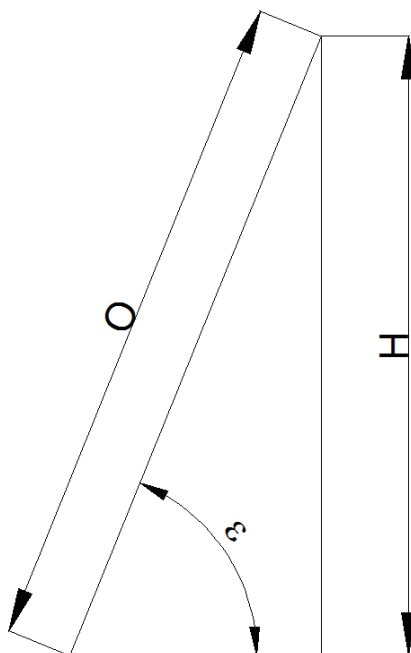
$$O = 21 \text{ m}$$

$$D_2 = 680 \text{ mm}$$

D_1 ...průměr hnacího ozubeného kola [mm]

D_2 ...průměr třecího bubnu [mm]

Výpočet dopravní výšky H:



Obrázek 4.2 – Schéma výpočtu dopravní výšky

$$O = \frac{H}{\sin \alpha} \Rightarrow H = O \cdot \sin \alpha \quad [4.1]$$

$$H = 21 \cdot \sin 68^\circ = 19,47 \text{ m}$$

H...dopravní výška [m]

O...osová vzdálenost [m]

ε ...úhel sklonu elevátoru [°]

4.1.2 Určení náhradního potřebného průřezu

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_v \cdot k_\phi} = \frac{120}{3,6 \cdot 0,23 \cdot 1500 \cdot 0,7} = 0,138 \text{ m}^2 \quad [4.2]$$

Q...dopravované množství [t/hod]

ρ_v ...měrná hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

k_φ ...součinitel plnění korečku ($k_\varphi = 0,7 \in 0,9$) volena $k_\varphi = 0,7$

v ...rychlost korečku dle ČSN 28 2008 zvolena $v = 0,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

4.1.3 Určení objemu a roztečí korečků

Kontrola navrženého korečku pomocí vypočteného potřebného průřezu S_p .

$$\frac{V_k}{t_k} \geq S_p \quad [4.3]$$

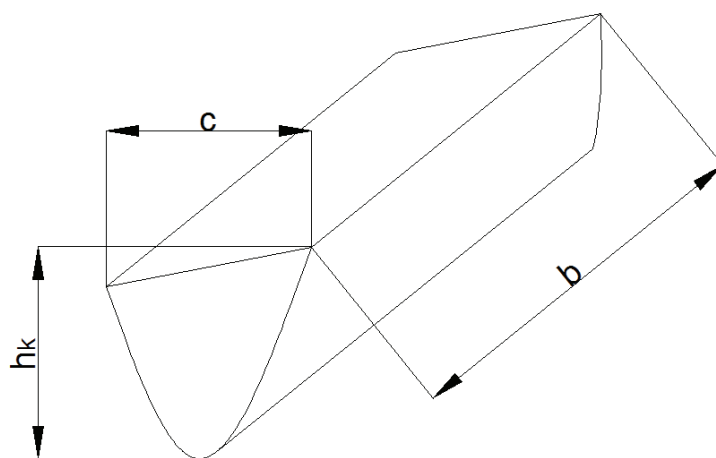
$$\frac{0,1743}{0,868} \geq 0,138$$

$$0,25 \geq 0,138$$

Objem korečku po kontrole vyhovuje.

V_k ...objem korečku [m^3]

t_k ...rozteč korečku zvolena $t_k = 0,868 \text{ m}$



Obrázek 4.3 – Schéma rozměrů korečku

$$c = 460 \text{ mm}$$

$$b = 1\,000 \text{ mm}$$

$$h_k = 440 \text{ mm}$$

c ...délka korečku [mm]

b ...šířka korečku [mm]

h_k ...výška korečku [mm]

4.1.4 Určení velikosti obvodové síly

Obvodovou sílu, která působí při dopravě materiálu na nosné větvi a prázdné vratné větvi, vypočteme ze vztahu:

$$F = F_1 + F_p \quad [4.4]$$

F_1 ...zatěžovací síla [N]

F_p ... síla potřebná k překonání odporu při plnění korečku [N]

K výpočtu obvodové síly, potřebujeme hmotnost všech částí tažné a vratné větve. Hmotnost dílů byla zjištěna z programu SolidWorks. Výpočet je složen jako rozložení sil na tažné a vratné větvi. Nesmíme opomenout také na třecí sílu.

$$F_1 = g \cdot [\{(m_t + m_m) \cdot \cos(\varepsilon) + \{(m_t + m_m) \cdot \sin(\varepsilon)\} \cdot f\} - (m_t \cdot \cos(\varepsilon)) - \{(m_t \cdot \sin(\varepsilon))\} \cdot f] \quad [4.5]$$

$$F_1 = 9,81 \cdot [\{(4\,423,25 + 4\,758,4) \cdot \cos 22^\circ + \{(4\,423,25 + 4\,758,4) \cdot \sin 22^\circ\} \cdot 0,15\} - (4\,423,25 \cdot \cos 22^\circ) - \{(4\,423,25 \cdot \sin 22^\circ)\} \cdot 0,15]$$

$$F_1 = 45\,904 \text{ N}$$

$$m_m = V_k \cdot n_{kp} \cdot \rho_v \cdot k_\phi = 0,1743 \cdot 26 \cdot 1\,500 \cdot 0,7 = 4\,758,4 \text{ kg} \quad [4.6]$$

K dané vypočtené síle musíme ještě přičíst sílu, potřebnou pro dopravní výšku elevátoru

$$F_p = A_h \cdot \frac{V_k \cdot k_\phi \cdot \rho_v \cdot n_k}{s} = 20 \cdot \frac{0,1743 \cdot 1\,500 \cdot 0,7 \cdot 2}{1,5} = 4\,880,04 \text{ N} \quad [4.7]$$

Po dosazení do vzorce [4.4] získáme obvodovou sílu F:

$$F = 45\,904 + 4\,880,04 = 50\,784,04 \text{ N} \quad [4.8]$$

A_h ...měrná hrabací práce [$J \cdot kg^{-1}$] [2](obr. 4.9 – 36)

n_k ...počet současně hrabajících korečků [ks]

n_{kp} ...počet současně plných korečků [ks]

s ...dráha hrabání [m]

m_m ...hmotnost materiálu [kg]

g ... tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

f ...součinitel tření ocel-ocel voleno $f = 0,15$ [-] [3]

4.1.5 Výpočet hmotnosti tažené větve

Výpočet hmotnosti zahrnuje celou délku obou řetězů a všech korečku upevněných na řetězu. Hmotnosti jsou zvoleny s programu SolidWorks.

$$m_t = m_r + m_k = 1\,906 + 2\,517,25 = 4\,423,25\,Kg \quad [4.9]$$

m_t ...celková hmotnost tažené větve [kg]

m_r ...hmotnost řetězu [kg]

m_k ...hmotnost korečku [kg]

4.1.6 Výpočet potřebného provozního výkonu

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = \frac{50\,782,04 \cdot 0,23}{10^3 \cdot 0,9} = 12,98\,kW \quad [4.10]$$

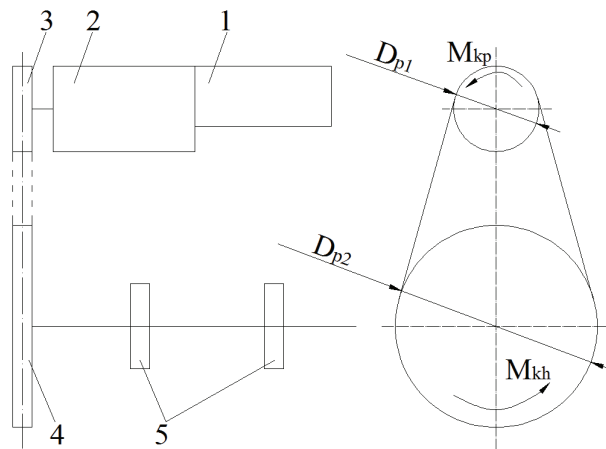
P ...potřebný provozní výkon pohonu [kW]

η ...účinnost poháněcí stanice [-] $\eta = \langle 0,85 \in 0,95 \rangle$ voleno $\eta = 0,9$

F ...obvodová síla [N]

4.1.7 Volba motoru s převodovkou

Na zvolení motoru s převodovkou si vypočteme potřebný krouticí moment na hnané hřídeli.



Obrázek 4.4 – Schéma poháněcí stanice

Části poháněcí stanice (**obr. 4.4**) tvoří elektromotor (1), převodovka (2), hnací ozubené kolo (3), hnané ozubené kolo (4), tažné ozubené kola (5).

Výpočet krouticího momentu na hnané hřídeli M_{kh} :

$$M_{kh} = F \cdot \frac{D_1}{2} = 50\,784,04 \cdot \frac{0,680}{2} = 17\,266,6 \text{ Nm} \quad [4.11]$$

M_{kh} ...krouticí moment na hnané hřídeli [Nm]

Přepočet potřebného krouticího momentu na výstupní hřídel převodovky M_{kp}

$$M_{kp1} = \frac{M_{kh}}{i_p} = \frac{17\,266,6}{6} = 2\,877,8 \text{ Nm} \quad [4.12]$$

M_{kp1} ...potřebný krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky [Nm]

i_p ...převodový poměr mezi hnacím a hnaným ozubeným kolem [–]

Dle předchozího výpočtu a dle hodnot zadaných zadavatelem, volím motor s převodovkou od firmy SEW. Označení motoru s převodovkou: R97 DRS 180LC4 (**obr. 4.5**)

Výstupní hodnoty převodovky:

$$n_a = 38 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$M_{kp} = 3\,000 \text{ Nm}$$

$$i = 37,13$$

Přepočet kroutícího momentu na hřídeli:

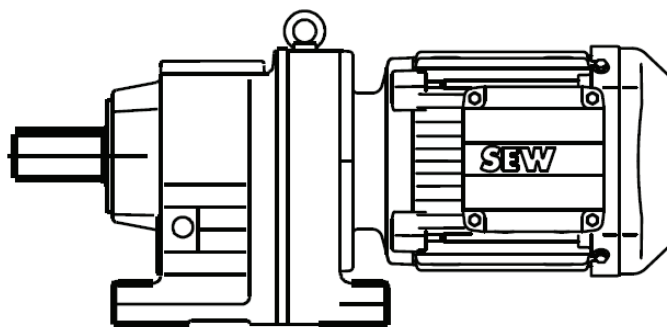
$$M_{kh} = M_{kp} \cdot i_p \quad [4.13]$$

$$M_{kh} = 3\,000 \cdot 6 = 18\,000 \text{ Nm}$$

n_a ...výstupní otáčky převodovky [ot/min]

M_{kp} ...výstupní krouticí moment převodovky [Nm]

i ...převodový poměr převodovky [–]



Obrázek 4.5 – Motor s převodovkou [4]

4.1.8 Vyprazdňování korečku

Pro vyprazdňování korečků elevátoru nám slouží dva způsoby a to odstředivé nebo gravitační. Hlavní kritériem zařazení do odstředivého vyprazdňování nebo gravitačního je poloha tzv. pólu P (**obr. 4.6**). Jehož poloha je dána průsečíkem prodloužené výslednice gravitační ($G = m \cdot g$) a odstředivé ($F_o = m \cdot R_T \cdot \omega^2$) síly působící na materiál, který je v korečku a svislice, procházející středem ozubeného kola. Pólová vzdálenost je vzdálenost pólu od středu ozubeného kola. Leží-li tento pól nad kružnicí o poloměru R_2 , kterou opisuje vnější hrana korečků, dochází k vyprazdňování korečků vlivem gravitačních sil, a to přes jejich vnitřní hranu. Jestliže pól leží pod kružnicí o poloměru R_1 , kterou opisuje vnitřní hrana

Křivka vznikne, když provedeme řez hladinovou plochou materiálu v korečku, tím vzniká logaritmická spirála. Plocha se stanoví na základě podobnosti šrafovaných trojúhelníků (**obr. 4.6**). Na materiál v korečku působí tíha G a radiálním směru odstředivá síla F_o .

$$p = \frac{g}{\left(\frac{v}{R_1}\right)^2}$$

$$p = \frac{9,81}{\left(\frac{0,23}{0,68}\right)^2} = 85,75m$$

 $\omega \dots \text{úhlová rychlost } [rad \cdot s^{-1}]$

R_T ...vzdálenost od středu S k těžišti materiálu v korečku [m]

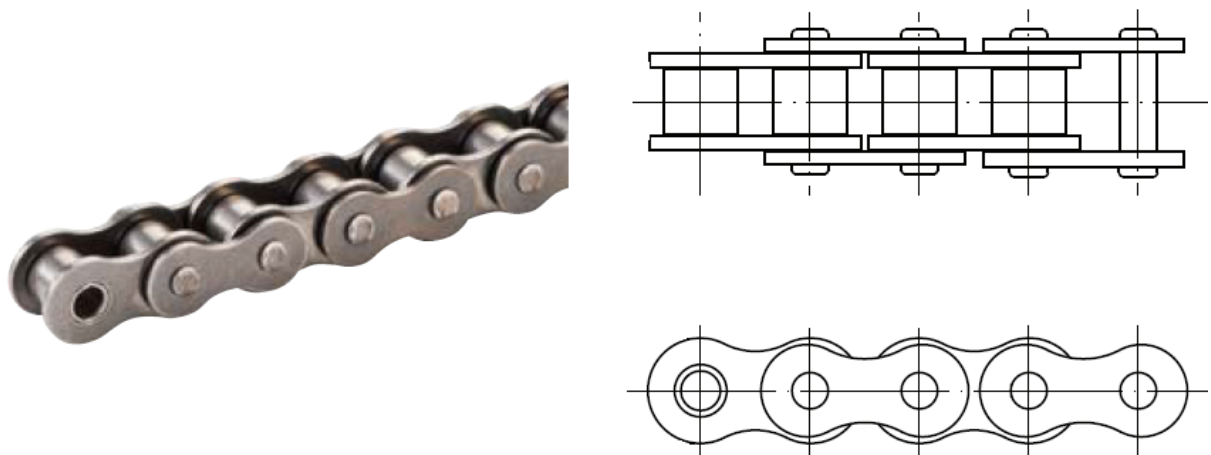
R_1 ...vzdálenost od středu S k vnitřní straně korečku [m]

R_2 ... vzdálenost od středu S k vnější straně korečku [m]

F_o ...odstředivá síla [N]

4.1.9 Volba řetězu poháněcí stanice

Volím standardní válečkový řetěz. Materiál řetězu je z ušlechtilé oceli. Pro použití na poháněcí stanici, volím jednořadý řetěz s označením 28 B-1 podle normy DIN8187. Velikost řetězu je 1 3/4" x 31 mm(**obr. 4.7**). [6]



Obrázek 4.7 – Řetěz poháněcí stanice [6]

4.1.10 Návrh hnaného a hnacího ozubeného kola

Hnací ozubené kolo: (**obr. 4.8, 4.9**)

Z rozteče válečků $p_f = 44,45$ mm poháněcího řetězu a počtu zubů hnacího ozubeného kola vypočteme roztečnou kružnici. Počet zubů volím $z_1 = 21$ [5]

$$D_{p1} = \frac{p_f}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{21}} \quad [4.15]$$

$$D_{p1} = 298,24 \text{ mm}$$

Z roztečné kružnice a průmětu válečků řetězu poháněcí stanice si dopočítám hlavovou kružnici.

$$D_{a1} = D_{p1} \cdot 0,06 \cdot d_{př} \quad [4.16]$$

$$D_{a1} = 298,24 + 0,06 \cdot 27,94$$

$$D_{a1} = 299,92 \text{ mm}$$

D_{p1} ...roztečná kružnice hnacího ozubeného kola [mm]

D_{a1} ...hlavová kružnice hnacího ozubeného kola [mm]

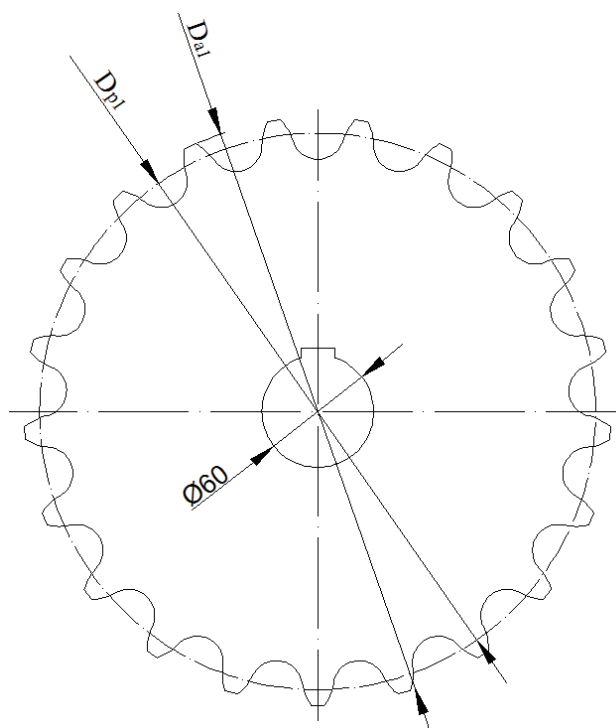
$p_{př}$...rozteč válečků řetězů poháněcí stanice [mm]

$d_{př}$...průměr válečků řetězů poháněcí stanice [mm]

z_1 ...počet zubů hnacího ozubeného kola



Obrázek 4.8 – Hnací ozubené kolo



Obrázek 4.9 – Schéma hnacího ozubeného kola

Hnané ozubené kolo: (obr. 4.10,4.11).

$$i_p = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_p \cdot z_1 \quad [4.17]$$

$$z_2 = 6 \cdot 21 = 126$$

$$D_{p2} = \frac{p_{\check{r}}}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{126}} \quad [4.18]$$

$$D_{p2} = 1\,782,94 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_{p2} \cdot 0,06 \cdot d_{p\check{r}} \quad [4.19]$$

$$D_{a2} = 1\,782,94 + 0,06 \cdot 27,94$$

$$D_{a2} = 1\,784,62 \text{ mm}$$

D_{p2} ...roztečná kružnice hnaného ozubeného kola [mm]

D_{a2} ...hlavová kružnice hnaného ozubeného kola [mm]

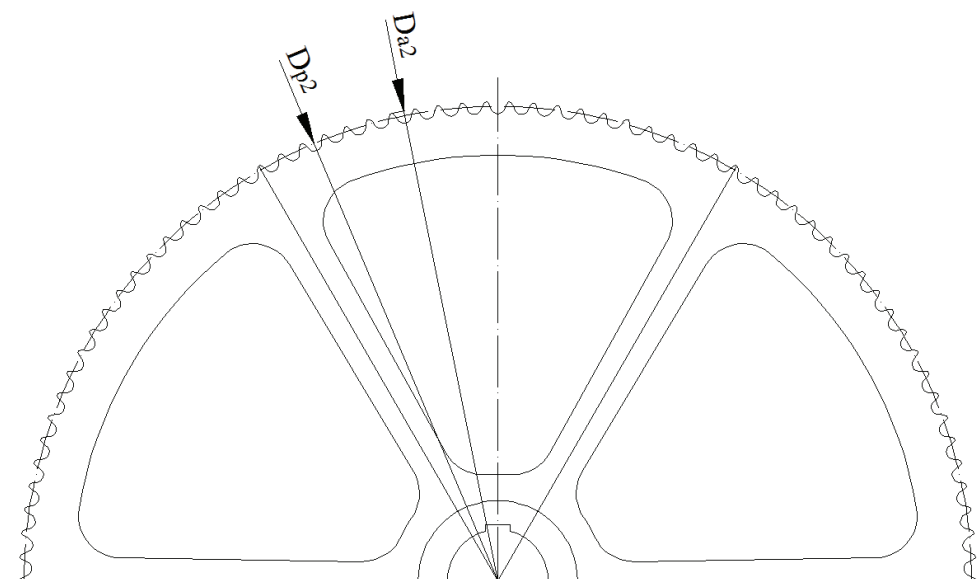
$p_{\check{r}}$...rozteč válečků řetězů poháněcí stanice [mm]

$d_{p\check{r}}$...průměr válečků řetězů poháněcí stanice [mm]

z_2 ...počet zubů hnaného ozubeného kola [Ks]



Obrázek 4.10 – Hnané ozubené kolo

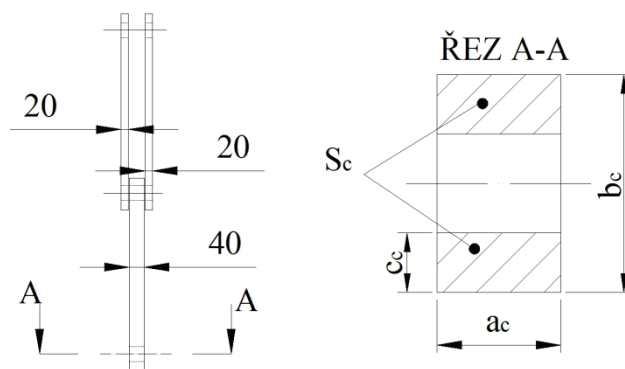


Obrázek 4.11 – Výseč hnaného ozubeného kola

4.2 Pevnostní kontrola namáhaných dílů

4.2.1 Výpočet článku tažného řetězu

Řetěz bude vyráběn s materiálu 11 523. Dle strojnických tabulek má materiál mez kluzu v tahu $R_e = 220\text{MPa}$. Výpočet je proveden v nebezpečném průřezu přes oko článku (obr. 4.12).



Obrázek 4.12 – Článek řetězu

$$S_c = 4 \cdot c_c \cdot a_c \quad [4.20]$$

$$S_c = 4 \cdot 25 \cdot 40 = 4\,000 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_o = \frac{F}{S_c} = \frac{50\,784,04}{4\,000} = 101,6 \text{ MPa} \quad [4.21]$$

$$\sigma_{oDov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{220}{2} = 12,7 \text{ MPa} \quad [4.22]$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDov} \quad [4.23]$$

$12,7 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa}$ Vyhovuje.

S_c ...obsah průřezu řetězovým okem [mm^2]

R_e ...mez kluzu v tahu [MPa]

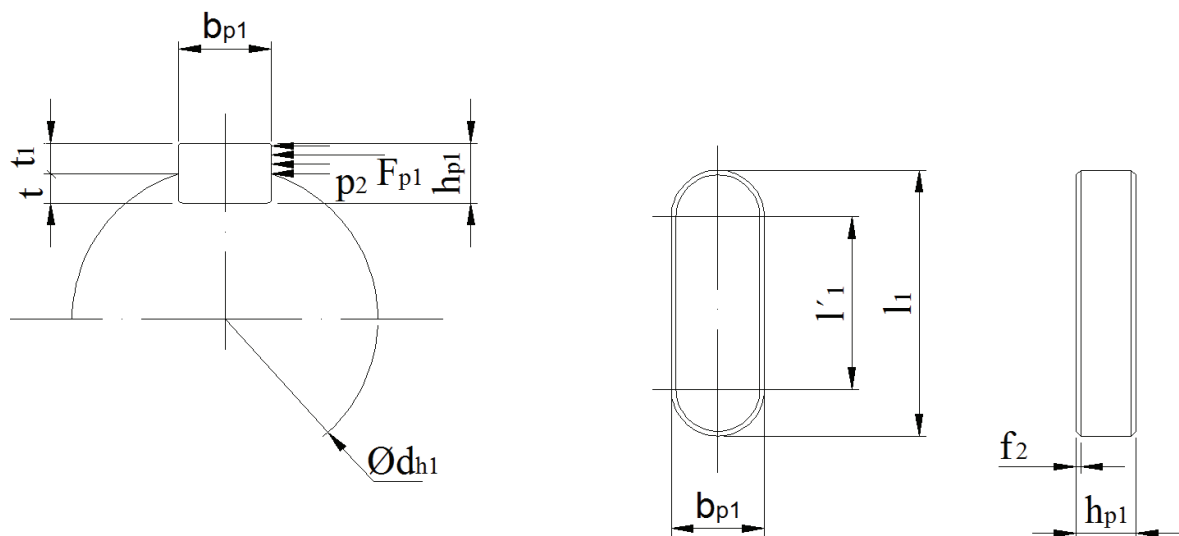
k_s ...součinitel statické bezpečnosti [–] dle tabulek $k_s = 2$ [1]

Kontrola na tah ze zvolených rozměrů v nebezpečných průřezech vyšla menší než je dovolený tah materiálu. Řetěz na tah vyhověl.

4.2.2 Výpočet rozměrů pera

Výpočet pera hnaného ozubeného kola:

Volím normalizované pera dle ČSN 02 2507: Pero 45 e7 x 240 (obr. 4.13).



Obrázek 4.13 – Uložení a označení pera

Rozměry pera:

$$b_{p1} = 45 \text{ mm} \quad h_{p1} = 25 \text{ mm}$$

$$t = 15,3 \text{ mm} \quad t_1 = 9,7 \text{ mm}$$

Pro výpočet síly, která působí na pero v náboji, musíme vypočítat krouticí moment na hřídeli pod hnáným ozubeným kolem.

Výpočet síly působící na pero v náboji:

$$F_{p1} = \frac{M_{kh}}{\frac{d_{h1}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{18\,000}{\frac{0,19}{2} + \left(\frac{0,0097}{2}\right)} = 180\,270,4\,N \quad [4.24]$$

Ze vztahu pro kontrolu na otláčení p_1 vypočítám předběžnou délku pera l' :

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{l'_1 \cdot t_1} \quad [4.25]$$

$$l'_1 \geq \frac{F_{p1}}{p_D \cdot t_1}$$

$$l'_1 \geq \frac{180\,270,4}{60 \cdot 9,7} \Rightarrow l'_1 = 309,74\,mm$$

$$l_1 = l'_1 + b_{p1} = 309,74 + 45 = 354,74\,mm \quad [4.26]$$

Volím usazení ozubeného kola na dvě pera pootočená o 120° o délkách

$$l_1 = 240\,mm$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p_1 = \frac{F_{p1}}{t_1 \cdot (l_1 - b_{p1}) \cdot 2} = \frac{180\,270,4}{9,7 \cdot (240 - 45) \cdot 2} = 58,46\,MPa \quad [4.27]$$

$$p_1 \leq P_{pD} \quad [4.28]$$

$$58,46\,MPa \leq 60\,MPa$$

Zvolené pero dle kontroly na otláčení vyhovuje.

p_1 ...tlak působící na pero v náboji [MPa]

p_{pD} ...dovolený tlak materiálu působící na pero v náboji [MPa]

F_{p1} ...síla působící na pero v náboji [N]

t ...hloubka drážky v hřídeli [mm]

t_1 ...hloubka drážky v náboji [mm]

h_{p1} ...výška pera [mm]

b_{p1} ...šířka pera [mm]

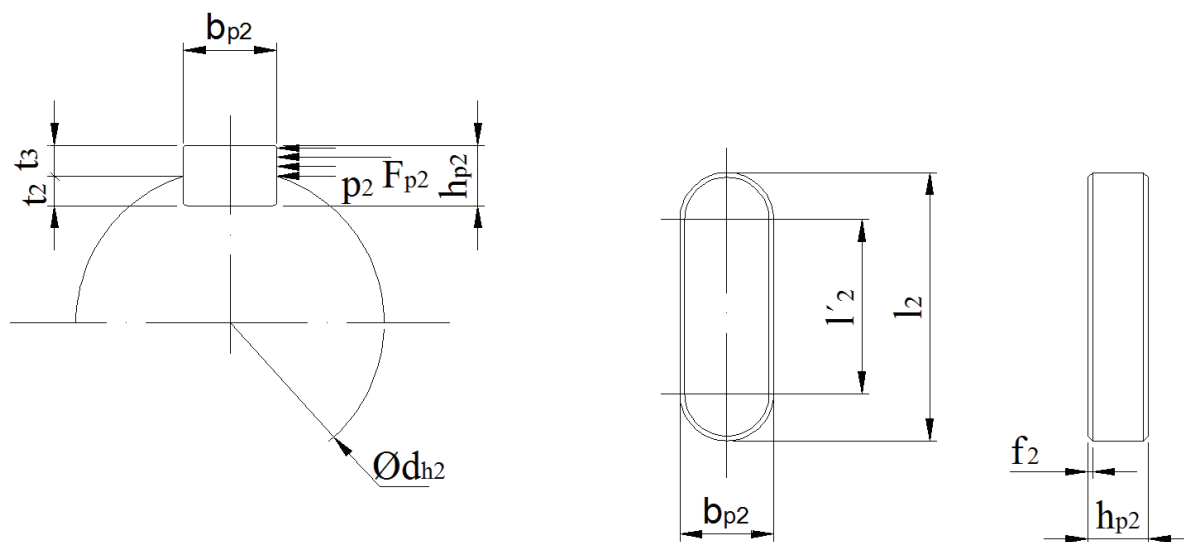
l_1 ...délka pera [mm]

l'_1 ...předběžná délka pera [mm]

d_{h1} ...průměr hřídele [mm]

Výpočet pera tažného ozubeného kola:

Volím normalizované pera dle ČSN 02 2507: Pero 50 e7 x 130(obr. 4.14).



Obrázek 4.14 – Uložení a označení pera

Rozměry pera:

$$b_{p2} = 50 \text{ mm} \quad h_{p2} = 28 \text{ mm}$$

$$t_2 = 17 \text{ mm} \quad t_3 = 11 \text{ mm}$$

Výpočet síly působící na pero v náboji:

$$F_{p2} = \frac{M_{kh}}{\frac{d_{h2}}{2} + \frac{t_3}{2}} = \frac{18\,000}{\frac{0,21}{2} + \frac{0,017}{2}} = 158\,590,3 \text{ N} \quad [4.29]$$

Ze vztahu pro kontrolu tlaku p_2 vypočítám předběžnou délku pera l'_2 :

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{l'_2 \cdot t_3 \cdot 2} \leq p_{pD} \quad [4.30]$$

$$l'_2 \geq \frac{F_{p2}}{p_{pD} \cdot t_3 \cdot 2}$$

$$l'_2 \geq \frac{158\,590,3}{60 \cdot 17 \cdot 2} \Rightarrow l'_1 = 77,74 \text{ mm}$$

$$l_2 = l'_2 + b_{p2} = 77,74 + 50 = 127,74 \text{ mm} \quad [4.31]$$

Délku pera volím podle doporučených hodnot $l_2 = 130 \text{ mm}$.

Kontrola pera na otláčení:

$$p_2 = \frac{F_{p2}}{t_1 \cdot (l_2 - b_{p2})} = \frac{76\,124,7}{17 \cdot (130 - 50)} = 55,9 \text{ MPa} \quad [4.32]$$

$$p_2 \leq p_{pD} \quad [4.33]$$

$$55,9 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero dle kontroly na otláčení vyhovuje.

F_{p2} ...síla působící na pero [N]

M_{kh} ...krouticí moment hřídele [Nm]

d_{h2} ...průměr hřídele [mm]

b_{p2} ...šířka pera [mm]

t_2 ...hloubka drážky v hřídeli [mm]

t_3 ...hloubka drážky v náboji [mm]

l_2 ...délka pera [mm]

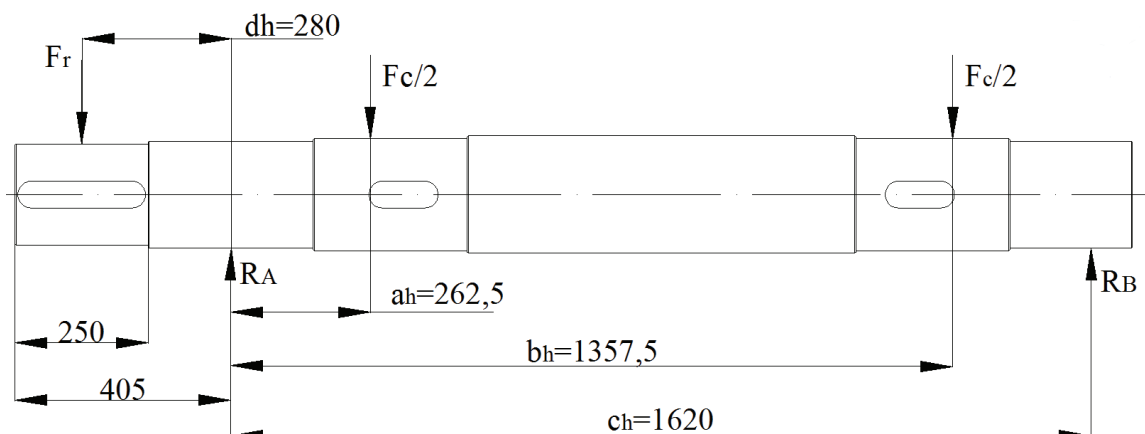
l'_2 ...předběžná délka pera [mm]

p_{pD} ...dovolený tlak materiálu působící na pero v náboji [MPa]

p_2 ...tlak působící na pero v náboji [MPa]

4.2.3 Výpočet hřídele

Pro zjednodušení výpočtu uvažují tíhové síly od řetězového kola a tažných kol pootočené do roviny sklonu elevátoru.



Obrázek 4.15 – Síly na hřídeli

Celková síla působící na hnanou hřídel: [8]

$$F_c = g \cdot [(m_t + m_m) \cdot \cos(\varepsilon) + \{(m_t + m_m) \cdot \cos(\varepsilon)\} \cdot f] + (m_t \cdot \cos(\varepsilon)) - \{(m_t \cdot \sin(\varepsilon))\} \cdot f + F_p + (F_t \cdot 2) \quad [4.34]$$

$$F_c = 9,81 \cdot [(4\,423,25 + 4\,758,4) \cdot \cos 22^\circ + \{(4\,423,25 + 4\,758,4) \cdot \cos 22^\circ\} \cdot 0,15] + (4\,423,25 \cdot \cos 22^\circ) - \{(4\,423,25 \cdot \sin 22^\circ)\} \cdot 0,15 + 4\,880,4 + (2\,197,43 \cdot 2)$$

$$F_c = 135\,644\,N$$

$$F_t = m_{toz} \cdot g = 224 \cdot 9,81 = 2\,197,44\,N \quad [4.35]$$

F_t ...síla působící v tažném ozubeném kole [N]

m_{toz} ...hmotnost tažného ozubeného kola [kg]

Stanovení reakcí v ložiscích:

$$F_x: 0 \quad [4.36]$$

$$F_y: F_r - R_A + \frac{F_c}{2} + \frac{F_c}{2} - R_B = 0 \quad [4.37]$$

$$M_{BA}: \frac{F_c}{2} \cdot a_h + \frac{F_c}{2} \cdot b_h - F_r \cdot d_h - R_B \cdot c_h = 0 \quad [4.38]$$

Z těchto soustav rovnic získáme reakce v ložiscích.

Velikost reakce v ložisku B:

$$F_r = m_{oz} \cdot g = 520 \cdot 9,81 = 5101,2 \text{ N} \quad [4.39]$$

$$R_B = \frac{\frac{F}{2} \cdot a_h + \frac{F}{2} \cdot b_h - F_r \cdot d_h}{c_h} \quad [4.40]$$

$$R_B = \frac{\frac{135\,644}{2} \cdot 262,5 + \frac{135\,644}{2} \cdot 1357,5 - 5101,2 \cdot 280}{1620} \quad [4.41]$$

$$R_B = 66\,940,3 \text{ N}$$

Velikost reakce v ložisku A:

$$R_A = F_r - R_B + \frac{F}{2} + \frac{F}{2} \quad [4.42]$$

$$R_A = 5101,2 - 66\,940,3 + \frac{135\,644}{2} + \frac{135\,644}{2}$$

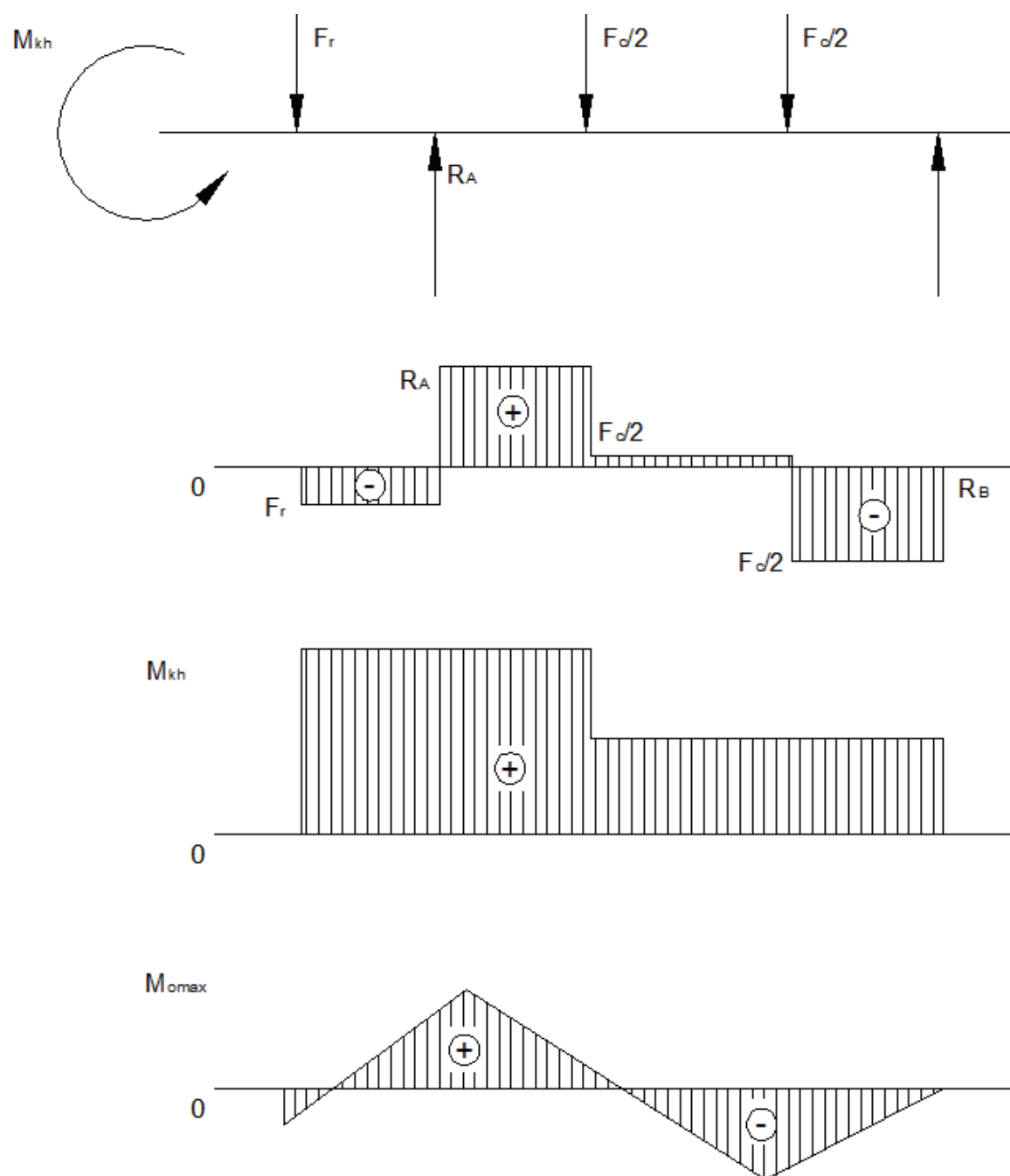
$$R_A = 73\,804,9 \text{ N}$$

a_h ...vzdálenost síly od osy ložiska A [mm]

b_h ...vzdálenost síly od osy ložiska A [mm]

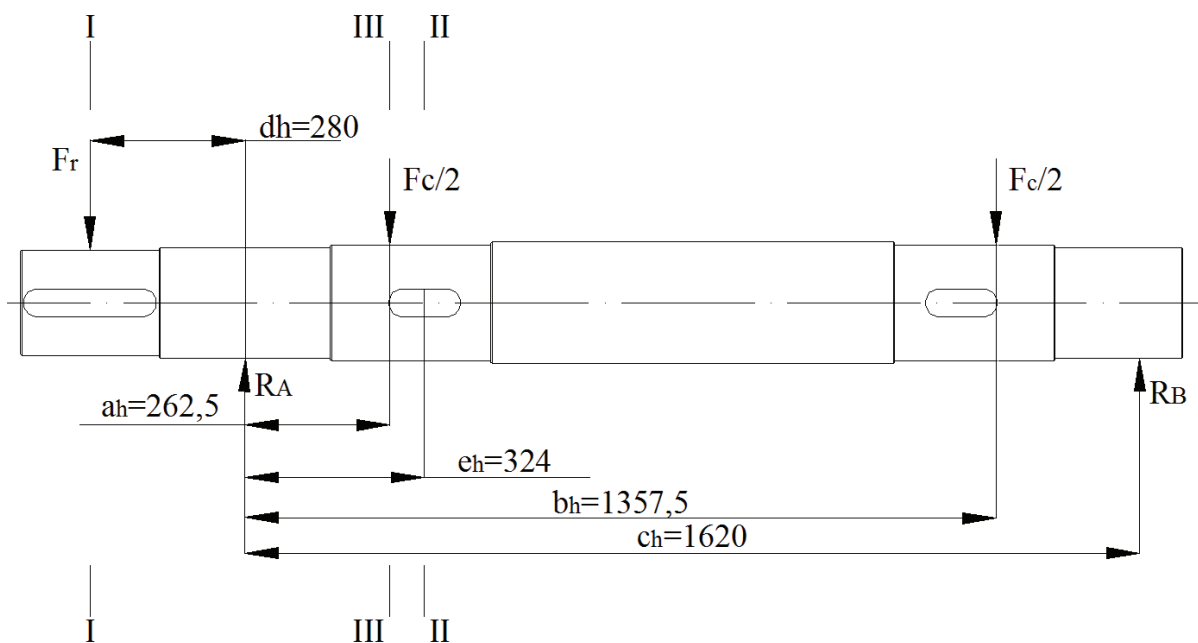
c_h ...vzdálenost ložiska A od ložiska B [mm]

Výsledné vnitřní účinky hřídele: (obr. 4.16)



Obrázek 4.16 – Vnitřní účinky

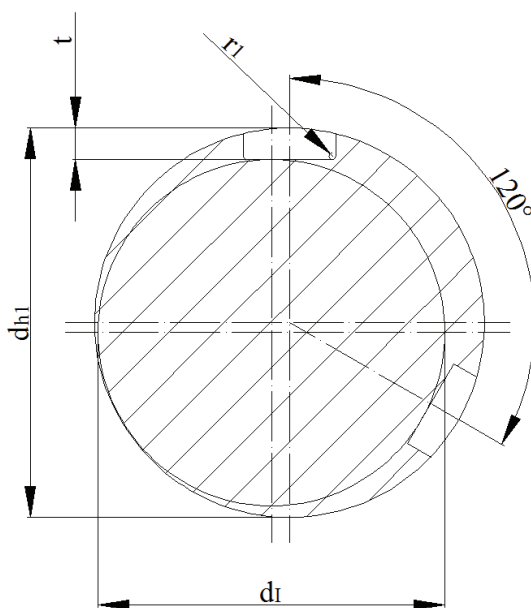
Výpočet hřídele v jeho kritických místech: (obr. 4.17)



Obrázek. 4.17 – Hřídel vyznačenými nebezpečnými průřezy

V místech I a II se počítá nebezpečný průřez pro malé průměry kvůli uložení pera v hřídeli. Dále v místě III se kontroluje hřídel na ohyb. Materiál hřídele je 12 050 s mezí kluzu $R_e = 304 \text{ MPa}$.

a) Pevnostní výpočet v průřezu I. (obr. 4.18).



Obrázek 4.18 – umístění per v hřídeli v průřezu I

Rozměry drážky pro pero dle ČSN 02 2507:

$$b_{p1} = 45 \text{ mm}$$

$$t_1 = 9,7 \text{ mm}$$

$$d_{p1} = 190 \text{ mm}$$

$$r_1 = 1,6 \text{ mm}$$

$$t = 15,3 \text{ mm}$$

$$d_I = 169 \text{ mm}$$

V místě průřezu I je napětí od ohybu nulové, protože v daném průřezu je nulový moment.

Ohybové napětí v průřezu I:

$$\sigma_{oI} = 0 \text{ MPa} \quad [4.43]$$

σ_{oI} ...ohybové napětí v průřezu I [MPa]

Výpočet napětí v krutu na průřezu I:

$$\tau_{kI} = \frac{M_{kh}}{W_{kI}} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_I^3} \quad [4.44]$$

$$\tau_{kI} = \frac{18 \cdot 10^6 \cdot 16}{\pi \cdot 169^3} = 18,99 \text{ MPa}$$

τ_{kI} ...napětí v krutu na průřezu I [MPa]

W_{kI} ... průřezový modul v krutu na místě I [mm^3]

d_I ...průměr hřídele pod perem v průřezu I [mm]

Bezpečnost v daném průřezu I:

$$k_I = \frac{0,577 \cdot R_{e12050}}{a_{kI} \cdot \tau_{kI}} \quad [4.45]$$

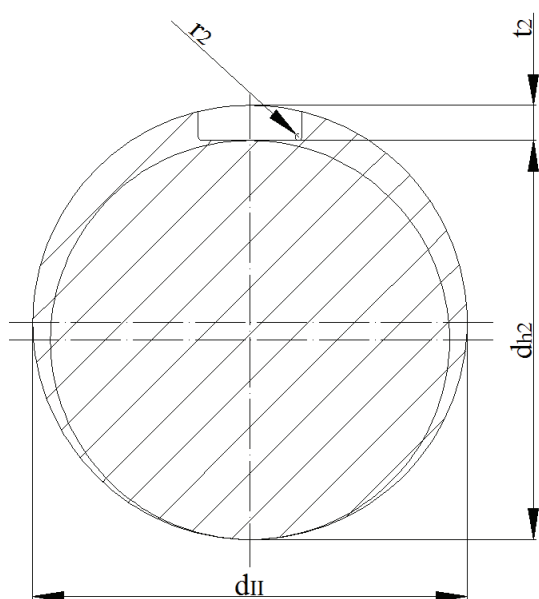
$$k_I = \frac{0,577 \cdot 304}{2,6 \cdot 18,99} = 3,55$$

Hřídel dle statické kontroly vyhovuje.

a_{kI} ...tvarový součinitel hřídele s drážkou pro pero namáhaný krutem na průřezu byl zvolen z grafu [8] (obr.23.5 – str.24)

k_I ... statická bezpečnost v průřezu I [-]

b) Pevnostní výpočet v průřezu II. (obr. 4.19).



Obrázek 4.19 – Uložení pera v hřídeli v průřezu II

Rozměry drážky pro pero dle ČSN 02 2507:

$b_{p2} = 50 \text{ mm}$	$d_{p2} = 210 \text{ mm}$
$t_2 = 17 \text{ mm}$	$t_3 = 11 \text{ mm}$
$r_2 = 1,6 \text{ mm}$	$d_{II} = 193 \text{ mm}$

Výpočet ohybové napětí v průřezu II:

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} \cdot \alpha_{oII} \quad [4.46]$$

$$\sigma_{oII} = \frac{16\,618\,591,8}{705\,784} \cdot 3 = 70,95 \text{ MPa}$$

σ_{oII} ...ohybové napětí v průřezu II [MPa]

α_{oII} ...tvarový součinitel hřídele s drážkou pro pero namáhaný ohybem v průřezu byl zvolen z grafu [8] (obr.24.5 – str.24)

Stanovení ohybového momentu v místě II:

$$M_{oII} = -\frac{F_c}{2} \cdot (b_h - e_h) + R_B \cdot (c_h - e_h) \quad [4.47]$$

$$M_{oII} = -\frac{135\,644}{2} \cdot (1357,5 - 324) + 66\,940,3 \cdot (1620 - 324)$$

$$M_{oII} = 16\,694\,502,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

M_{oII} ... ohybový moment v místě II [Nmm]

e_h ... vzdálenost průřezu II od osy ložiska A [mm]

Stanovení průřezového modulu v ohybu na místě II:

$$W_{oII} = \frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32} \quad [4.48]$$

$$W_{oII} = \frac{\pi \cdot 193^3}{32} = 705\,784 \text{ mm}^3$$

W_{oII} ... průřezový modul v ohybu na místě II [mm^3]

d_{II} ... průměr hřídele pod perem v průřezu II [mm]

Výpočet napětí v krutu na průřezu II:

$$\tau_{kII} = \frac{M_{kh}}{W_{kII}} \cdot \alpha_{kII} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_{II}^3} \quad [4.49]$$

$$\tau_{kII} = \frac{18 \cdot 10^6 \cdot 16}{\pi \cdot 193^3} \cdot 2,8 = 38,26 \text{ MPa}$$

k_{II} ... statická bezpečnost v průřezu II [-]

W_{kII} ... průřezový modul v krutu na místě II [mm^3]

α_{kII} ... tvarový součinitel hřídele s drážkou pro pero namáhaný krutem v průřezu byl zvolen z grafu [8] (obr.23.5 – str.24)

Redukované napětí v průřezu II je počítáno dle GUESTA:

$$\sigma_{redII} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 4 \cdot \tau_{kII}^2} \quad [4.50]$$

$$\sigma_{redII} = \sqrt{70,95^2 + 4 \cdot 38,26^2} = 104,35 \text{ MPa}$$

σ_{redII} ... redukované napětí v průřezu II [MPa]

Bezpečnost v daném průřezu II:

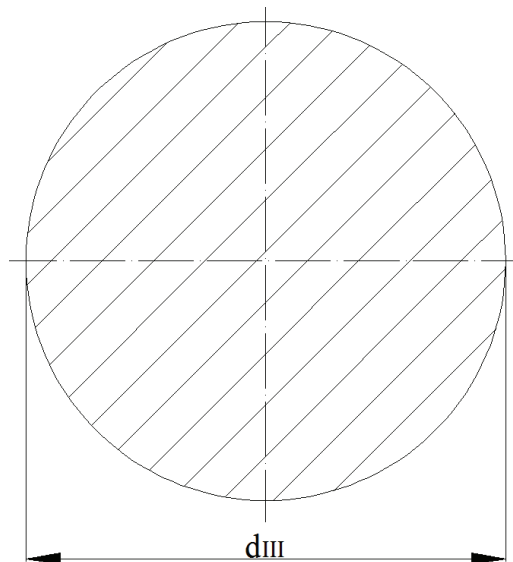
$$k_{II} = \frac{R_{e12050}}{\sigma_{red II}} \quad [4.51]$$

$$k_{II} = \frac{304}{104,35} = 2,9 \quad [4.52]$$

Hřídel dle statické kontroly vyhovuje.

k_{II} ... statická bezpečnost v průřezu II [-]

c) Pevnostní výpočet v místě III. (**obr. 4.20**).



Obrázek 4.20 – Průřez III

Výpočet ohybového napětí v průřezu III:

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} \quad [4.53]$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{16\,605\,960}{909\,196,5} = 18,26 \text{ MPa}$$

σ_{oIII} ... ohybové napětí v průřezu III [MPa]

M_{oIII} ... ohybový moment v místě III [MPa]

W_{oIII} ... průřezový modul v ohybu na místě III [MPa]

Stanovení ohybového momentu v místě III:

$$M_{oIII} = -\frac{F_c}{2} \cdot (b_h - a_h) + R_B \cdot (c_h - a_h) \quad [4.54]$$

$$M_{oIII} = \frac{-135\,644}{2} \cdot (1357,5 - 262,5) + 66\,940,3 \cdot (1620 - 262,5)$$

$$M_{oIII} = 16\,605\,960 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Stanovení průřezového modulu v ohybu na místě III:

$$W_{oIII} = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32} \quad [4.55]$$

$$W_{oIII} = \frac{\pi \cdot 210^3}{32} = 909\,196,5 \text{ mm}$$

Napětí v krutu na průřezu III:

$$\tau_{kIII} = \frac{M_{kh}}{W_{kIII}} = \frac{M_{kh} \cdot 16}{\pi \cdot d_{III}^3} \text{ MPa} \quad [4.56]$$

$$\tau_{kIII} = \frac{18 \cdot 10^6 \cdot 16}{\pi \cdot 210^3} = 10 \text{ MPa}$$

τ_{kIII} ...napětí v krutu na průřezu III [MPa]

W_{kIII} ... průřezový modul v krutu na místě III [mm³]

d_{III} ...průměr hřídele pod perem v průřezu III [mm]

Redukované napětí v průřezu III je počítáno dle GUESTA:

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + 4 \cdot \tau_{kIII}^2} \quad [4.57]$$

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{18,26^2 + 4 \cdot 10^2} = 27,08 \text{ MPa}$$

σ_{redIII} ...redukované napětí v průřezu III [MPa]

Bezpečnost v daném průřezu III:

$$k_{III} = \frac{R_{e12050}}{\sigma_{redIII}} \quad [4.58]$$

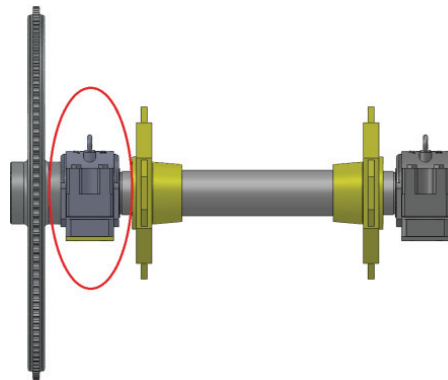
$$k_{III} = \frac{304}{27,08} = 10,8$$

Hřídel dle statické kontroly vyhovuje.

$k_{III} \dots$ statická bezpečnost v průřezu III [-]

4.2.4 Kontrola ložisek

Hřídel je uložena ve dvou shodných ložiscích a pro kontrolu volím ložisko zatížené větší silou. Což je ložisko blíže k hnanému ozubenému kolu.



Obrázek 4.21 – Uložení hřídele

Pro uložení hřídele (**obr. 4.21**) volím ložiskovou jednotku od firmy SKF (**obr. 4.22**) [7], které se skládá s ložiska 23044 CCK/W33, upínacího pouzdra OH 3044 H a ložiskového tělesa SNL 3044. Ložisko je na hřídeli zajištěno proti axiálnímu pohybu svěrným pouzdem. [9]

Parametry ložiska 23044 CCK/W33:

$$C=1\,220\text{ KN}$$

$$C_0=1\,860\text{ KN}$$

$$F_{rA}=73\,804,9\text{ N}$$

$$F_{aA}=0\text{ N}$$

$$e = 0,24$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{0}{73\,804,9} = 0 \leq e \quad [4.59]$$

S předchozího vztahu vyplívají součinitele X a Y pro radiální kuželová ložiska.

$$X=1 \qquad Y = 2,8$$

C...dynamická únosnost ložiska [kN]

C₀... statická únosnost ložiska [kN]

F_{rA}... radiální síla v ložisku A [N]

F_{aA}... axiální síla v ložisku A [N]

Výpočet statického ekvivalentu zatížení:

$$P_r = X \cdot F_{ra} + Y \cdot F_{aa} \quad [4.60]$$

$$P_r = 1 \cdot 73\,804,9 + 2,8 \cdot 0 = 73\,804,9N$$

P_r... ekvivalentní zatížení ložiska A [N]

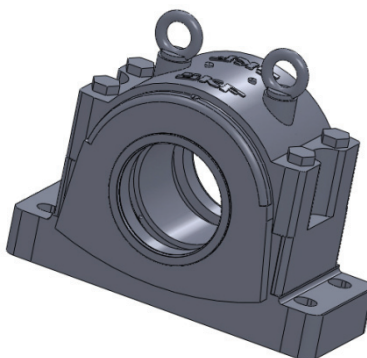
Stanovení základní trvanlivosti ložiska:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\min}} \quad [4.61]$$

$$L_{10hA} = \left(\frac{1\,220 \cdot 10^3}{73\,804,9} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 6,3}$$

$$L_{10hA} = 304\,385\,282 \text{ hod}$$

L_{10hA}...základní trvanlivost ložiska A [hod]



Obrázek 4.22 – Ložisko SKF[7]

5 Závěr

V diplomové práci jsem navrhl konstrukční řešení řetězového korečkového elevátoru pro dopravu hlušiny do výšky 19,47 m. V souladu s vymezeným cílem jsem navrhl konstrukci elevátoru s uložením poháněcí stanice. Dle množství a rychlosti dopravovaného materiálu byl vypočten a zvolen motor s převodovkou. Dále byly provedeny pevnostní výpočty namáhaných dílů. Závěrem byl vypracován dispoziční sestavný výkres korečkového elevátoru a sestavný výkres poháněcí stanice. Tato diplomová práce byla provedena pro firmu SE-MI TECHNOLOGY a.s.

6 Seznam použité literatury

- [1] DRAŽAN, F., JEŘABEK, K., *Manipulace s materiálem*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1979. 456 s. ISBN 04-220-79.
- [2] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. 109 s. ISBN 80-248-0493-X
- [3] LEINVEBER, J., ŘASA J., VÁVRA, P., *Strojnické tabulky*. 3. Vyd. Praha: Scientia, spol. s.r.o.,1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [4] Catalog: AC Motors. SEW-EURODRIVE. *Katalog produktů* [online]. 05/2009. Bruchsal: SEW-eurodrive GmbH & Co KG, 2009 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/download/pdf/16826817.pdf>
- [5] HABERKORN ULMER. *Katalog produktů: Řetězová kola* [online]. 1. vyd. Mokré Lazce: Haberkorn Ulmer, 2010 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/06_retezova-kola_web.pdf
- [6] HABERKORN ULMER. *Katalog produktů: Řetězy* [online]. 1. vyd. Mokré Lazce: Haberkorn Ulmer, 2010 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/05_Retezy_web.pdf
- [7] SKF: Ložiska, a.s. SKF. *Katalog: Ložiska* [online]. 1. vyd. Praha, 2011 [cit. 2012-05-14]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/264756.pdf>
- [8] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II.: Hřídele, tribologie, ložiska*. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Strojní fakulta, 1987. ISBN 80-214-0829-4.
- [9] NEMČEK, M., *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-3
- [10] MATIS: Průmyslové komponenty, matis s.r.o. *Katalog: Zdvižné převodovky* [online]. 2. vyd. Brno, 2012 [cit. 2012-05-16]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/prevodovky_motory/094-152.pdf
- [11] MATIS: Průmyslové komponenty, matis s.r.o. *Katalog: Kuželové převodovky* [online]. 2. vyd. Brno, 2012 [cit. 2012-05-16]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/prevodovky_motory/196-251.pdf

7 Přílohy

	NÁZEV	OZUNAČENÍ
Příloha č.1	Sestavný výkres korečkového elevátoru	KE5-01
Příloha č.2	Sestavný výkres hlavy elevátoru	KE5-01-01
Příloha č.3	Výrobní výkres hnací hřídele	KE5-01-01-0401
Příloha č.4	Výkres svařence ozubeného kola	KE5-01-01-0600
Příloha č.5	Výrobní výkres pouzdra	KE5-01-01-0601
Příloha č.6	Výrobní výkres tažné příruby	KE5-01-01-0602
Příloha č.7	CD s diplomovou prací v digitální podobě	

Pro vytvoření všech výkresů a dokumentace byly použity programy SolitWorks, AutoCAD a Microsoft Office 2007.